

**ANÁLISIS VIBRATORIO A UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA
DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA**

JOSE ANGEL BOSCAN GIRALDO

1093228114

DANIEL MAURICIO FRANCO OSPINA

1004682531

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA, RISARALDA

2020

**ANÁLISIS VIBRATORIO A UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA
DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS EN UN MOTOR DE
COMBUSTIÓN INTERNA**

JOSE ANGEL BOSCAN GIRALDO

1093228114

DANIEL MAURICIO FRANCO OSPINA

1004682531

**TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR AL
TÍTULO DE**

INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR

ING. HECTOR FABIO QUINTERO RIAZA M.Sc., Ph.D.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA, RISARALDA

2020

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	8
ABSTRACT	8
CAPITULO 1	9
1. PRELIMINARES	9
1.1. INTRODUCCIÓN	9
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	10
1.3. OBJETIVOS	11
1.3.1. OBJETIVO GENERAL	11
1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
CAPITULO 2	12
2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	12
2.1. ANÁLISIS MODAL	12
2.2. ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL	15
2.2.1. ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES	17
2.3. RESPUESTA EN FRECUENCIA	19
2.3.1. VIBRACIONES ALEATORIAS	20
CAPITULO 3	23
3. ANALISIS MODAL	23
3.1. ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL	23
3.1.1. ADQUISICIÓN DE SEÑALES	23
3.1.2. ELABORACIÓN DE LA ESTRATEGIA DE PROCESAMIENTO	25
3.1.3. PROCESAMIENTO DE SEÑALES	30
3.2. ANÁLISIS MODAL POR MEDIO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	41
3.2.1. MODELO CAD DE LA ESTRUCTURA	41
3.2.2. SIMULACIÓN	43
CAPITULO 4	49
4. RESPUESTA EN FRECUENCIA	49

4.1.	ANÁLISIS DE FRECUENCIAS POR MEDIO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	49
4.2.	RESPUESTA A VIBRACIONES ALEATORIAS	55
5.	CAPITULO 5	61
5.1.	CONCLUSIONES	61
5.2.	RECOMENDACIONES	62
5.3.	APORTES	63
	BIBLIOGRAFIA	64
	ANEXOS	65
	ANEXO 1. CÓDIGO DE PROCESAMIENTO INICIAL	65
	ANEXO 2. CODIGO FINAL	68

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de cuerpo libre de una masa con un grado de libertad	12
Figura 2. Diagrama de cuerpo libre para una masa con amortiguamiento	14
Figura 3. Matriz de mediciones de los sensores, tomada de [5]	16
Figura 4. Construcción de la primera forma modal, tomada de [5]	17
Figura 5. Construcción de la segunda forma modal, tomada de [5]	17
Figura 6, tomada de [3]. Tipos de señales: (a) Señal analógica, (b) Señal de tiempo discreto, (c) Señal digital	18
Figura 7, tomada de [3]. Ejemplo de una señal de vibración aleatoria	21
Figura 8. Ubicación de los acelerómetros en ensayo vertical	23
Figura 9. Tipos de señales de entrada en el dominio del tiempo	24
Figura 10. Ejemplo de selección de tiempo	25
Figura 11. Superposición de señales de los tres sensores en el dominio de la frecuencia	26
Figura 12. Señales de los tres sensores independientes en el dominio de la frecuencia	26
Figura 13. Señal con tiempo entre 0.88 y 0.95 segundos	27
Figura 14. Respuesta con tiempo entre 0.8808 y 0.95 s	27
Figura 15. Transformada del desplazamiento	28
Figura 16. Transformada de la división	28
Figura 17. División de las transformadas	28
Figura 18. División de las transformadas con filtro y repeticiones	29
Figura 19. Señales leídas por los instrumentos	31
Figura 20. Respuesta de los diferentes sensores en el dominio de la frecuencia	32
Figura 21. Superposición de las gráficas en el dominio de la frecuencia	33
Figura 22. Enfoque en 510 Hz	34
Figura 23. Parámetros para identificar la forma modal	35
Figura 24. Adaptación del modelo real al modelo de cuerda tensa	36
Figura 25. Convención de sentido de los ejes coordenados	36
Figura 26. Matriz de respuesta en sentido vertical	37
Figura 27. Matriz de respuesta en sentido Horizontal	38
Figura 28. Matriz de respuesta en sentido Transversal	38
Figura 29. forma de modo para 110 Hz	40
Figura 30. forma de modo para 250 Hz	40
Figura 31. Representación del ensamblaje real	41
Figura 32. Simplificación de los acoples	42
Figura 33. Estructura simplificada	42
Figura 34. Estructura en el SpaceClaim de ANSYS	43
Figura 35. Mallado de la estructura	44
Figura 36. Adición de los soportes	44
Figura 37. Forma Modal a 48 Hz	46
Figura 38. Forma Modal a 49 Hz	46

Figura 39. Forma Modal a 78 Hz	47
Figura 40. Forma Modal a 110 Hz	47
Figura 41. Forma Modal a 155 Hz	48
Figura 42. Forma Modal a 227 Hz	48
Figura 43. Entorno de trabajo Respuesta Armónica	49
Figura 44. Distribución del peso del motor	50
Figura 45. Selección del tipo de respuesta en frecuencia deseado	51
Figura 46. Resultados de respuesta en frecuencia	52
Figura 47. Vinculación del análisis modal con el análisis de vibraciones aleatorias	55
Figura 48. Vinculación de los valores de la vibración aleatoria	56
Figura 49. Señal de vibración de la estructura a 3000 rpm	56
Figura 50. Resultados del análisis de vibraciones aleatorias	58
Figura 51. Función aleatoria de entrada	59
Figura 52. Respuesta a vibraciones aleatorias	59
Figura 53. Comparación entre las frecuencias de entrada y salida del análisis de vibraciones aleatorias	60
Figura 54. Diagrama de flujo del proceso	63

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Frecuencias naturales obtenidas mediante análisis modal experimental	39
Tabla 2. Frecuencias naturales obtenidas mediante análisis modal por simulación	45
Tabla 3. Constante de amortiguamiento de diversos materiales	50
Tabla 4. Resultados del análisis de respuesta frecuencias	53
Tabla 5. Comparativo entre AME, AMS y AFS	54
Tabla 6. Resumen de la PSDG de entrada	57

RESUMEN

En el presente trabajo se describe la forma en cómo se determinaron las formas modales de una estructura que sirve como soporte para un motor de combustión interna que es usado para pruebas de laboratorio. Se muestran las consideraciones y técnicas que deben implementarse para realizar un análisis de formas modales y de frecuencias naturales con el fin de identificar la relación que existe entre las respuestas obtenidas mediante un análisis experimental que se realiza con adquisición y procesamiento de señales y otro hecho mediante modelado de la estructura y simulación computacional. Así mismo, se realizan estudios de vibraciones aleatorias mediante simulación computacional. Partiendo de la teoría del análisis modal y de frecuencias, se realiza todo el procedimiento necesario para obtener los resultados, entre la comparación de los resultados se presentan las consideraciones importantes y las diferencias entre todas las metodologías. Por último, se plantea un esquema de procedimiento que indica la mejor secuencia posible para replicar el análisis modal.

ABSTRACT

This work describes the way in which the modal shapes of a structure that serves as a support for an internal combustion engine that is used for laboratory tests were determined. The considerations and techniques that must be implemented to carry out an analysis of modal forms and natural frequencies are shown in order to identify the relationship that exists between the responses obtained through an experimental analysis that is carried out with signal acquisition and processing and another done through structure modeling and computational simulation. Likewise, studies of random vibrations are carried out by means of computational simulation. Based on the theory of modal and frequency analysis, all the necessary procedures are carried out to obtain the results. Among the comparison of the results, important considerations and the differences between all the methodologies are presented. Finally, a procedure scheme is proposed that indicates the best possible sequence to replicate the modal analysis.

CAPITULO 1

1. PRELIMINARES

1.1. INTRODUCCIÓN

Todo sistema tiene un movimiento vibratorio asociado a su energía interna, esta es una de las razones de la importancia de las vibraciones, este fenómeno se involucra en casi todos los aspectos de la vida, desde funcionamiento neurológico, pasando por la física cuántica e incluso, el aspecto relevante de este estudio que se encuentra realizado en el contexto de las vibraciones mecánicas. Desde la antigüedad, importantes autores como Pitágoras, Aristóteles, Galileo entre otros, han realizado estudios que involucran las vibraciones, tratando de comprender y enunciar la forma en la que los cuerpos vibran.

Las vibraciones mecánicas son una serie de movimientos oscilatorios que sufre un sistema que esté acompañado de propiedades como la masa, el amortiguamiento y la elasticidad. Dentro del estudio y clasificación del comportamiento de las vibraciones mecánicas, como técnica para la determinación de inconsistencias estructurales y distorsión en el comportamiento ideal de sistemas de ingeniería, un planteamiento importante es, la búsqueda de las frecuencias naturales.

Todos los sistemas mecánicos, eléctricos, termodinámicos e incluso de fluidos, tienen una serie de frecuencias naturales de vibración que están asociadas a sus propiedades físicas y geométricas. En el momento en que la frecuencia de la fuente de excitación de estos sistemas iguala la frecuencia natural, se produce el fenómeno conocido como resonancia, el cual lleva la amplitud de las vibraciones a sus valores máximos, causando ruido, problemas con elementos rodantes, acoples y hasta ocasionar una posible falla funcional. Las formas modales de vibración de una estructura, son aquellas deformaciones que ésta sufre cuando se trabaja con una de sus frecuencias naturales. Mediante el análisis modal, se establece el comportamiento de la estructura según cada frecuencia natural.

Para el caso de este estudio, se tiene un banco de pruebas que está destinado a la determinación de pérdidas mecánicas en motores de combustión interna. Para esto el motor deberá entrar en operación y es así como éste último puede girar en los rangos de las frecuencias naturales de la estructura, ocasionando vibraciones altas que pueden interferir con el estudio de pérdidas mecánicas dificultando la investigación.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

A partir de la aparición del variador de frecuencia en la década de los 80's surgen problemas a nivel industrial debido a la ocurrencia de fallas estructurales las cuales eran causadas por el fenómeno de resonancia. El poder variar la velocidad de rotación de la maquinaria traía consigo grandes ventajas, sin embargo, las estructuras y bastidores de las máquinas no estaban diseñadas con este fin, por lo cual no se sabía en qué momento podrían coincidir las frecuencias naturales de la estructura con las de rotación de la maquinaria. Al día de hoy es muy importante la realización de un análisis vibratorio tanto previo como posterior, sobre los miembros estructurales que soportan máquinas rotativas.

Conocer el comportamiento de una estructura rígida que va a soportar motores que son objeto de estudios científicos es fundamental, debido a que las condiciones externas y de operación de éstos deben ser lo más controladas posible. El análisis modal permitirá reconocer las frecuencias de operación del motor a las cuales puede generar resonancia sobre la estructura, dando lugar a inconvenientes como fallas estructurales y distorsión en las mediciones [1].

Ya que las frecuencias naturales en los cuerpos y estructuras no se pueden conocer de una manera simple, se hace necesario un estudio que permita modelar y determinar estas frecuencias, para relacionarlas con las frecuencias de operación a las que va a estar sujeto el cuerpo o estructura y así evitar vibraciones que puedan interferir con el trabajo que se requiere o que puedan deteriorar de manera prematura el elemento. Es por esto que se hace necesario desarrollar modelos para el estudio de las frecuencias naturales, así como metodologías que permitan hacer mediciones sobre los cuerpos y estructuras, para luego hacer un análisis de estas mediciones y conseguir los resultados requeridos.

En el Laboratorio de Máquinas de Combustión Interna de la Universidad Tecnológica de Pereira se encuentra un banco de pruebas para la determinación de pérdidas mecánicas en un motor de combustión de cuatro tiempos, para la determinación de las pérdidas se hacen varias pruebas y sus respectivas mediciones sobre el motor, las cuales se requiere que sean muy confiables. Se plantea entonces la necesidad de realizar un análisis vibratorio que permita asegurar que la estructura no va a entrar en resonancia en las condiciones de operación en las que se trabajará el motor.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Realizar análisis de vibraciones en la estructura de un banco de pruebas para pérdidas mecánicas que se encuentra en el Laboratorio de Máquinas de Combustión Interna de la Universidad Tecnológica de Pereira.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un modelo CAD que permita hacer la simulación del banco de pruebas y obtener los respectivos planos.
- Determinar las formas modales de vibración mediante software de simulación.
- Determinar las formas modales mediante análisis experimental utilizando herramientas de programación para procesamiento de señales y comparar con el análisis por simulación.
- Obtener la respuesta del banco ante vibraciones aleatorias por medio de simulación
- Obtener respuesta en frecuencia mediante software de simulación.

CAPITULO 2

2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

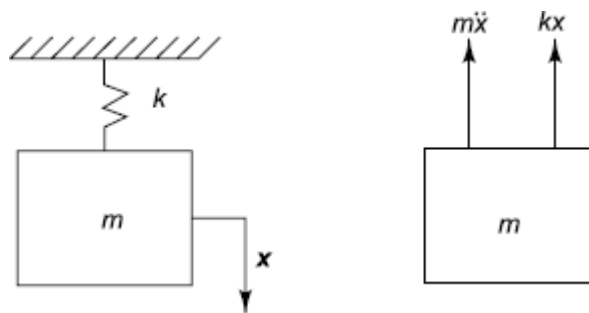
2.1. ANÁLISIS MODAL

Este capítulo se centra en dar una noción de los fenómenos físicos que se deben conocer en un análisis vibratorio, además de sus formulaciones matemáticas para llegar a hacer los modelos que permiten establecer el comportamiento de dichos fenómenos. Las vibraciones mecánicas hacen parte de nuestra vida cotidiana y están involucradas en casi todos los sistemas. “Las vibraciones son fluctuaciones de un sistema mecánico o estructural alrededor de su posición de equilibrio. Se presenta la vibración cuando un elemento con una inercia es desplazado de su posición de equilibrio debido a una energía adicionada al sistema mediante una fuente externa”, [2].

Todos los fenómenos físicos tienen propiedades que permiten conocer sus posibles comportamientos, estas pueden ser conductividad eléctrica, densidad, viscosidad, entre otras; en el caso de los elementos estructurales influyen características como: inercia, resistencia a la tracción, compresión, fatiga, impacto o dureza superficial. El análisis modal permite conocer los parámetros que rigen el comportamiento dinámico, dichos parámetros son: amortiguación, frecuencias naturales y formas modales.

En este trabajo de grado, se iniciará estudiando el comportamiento de un sistema de un grado de libertad, este se puede modelar mediante el movimiento de traslación o rotación de una coordenada. Para el modelo se tiene una masa constante y no elástica que se encuentra sujeta a un resorte que tiene un comportamiento lineal y del cual se supone que su masa es despreciable. En la figura 1 se observa el modelo y el diagrama de cuerpo libre de la masa en la cual se desprecia la amortiguación, además también se supone que el cuerpo solo se mueve en dirección vertical.

Figura 1. Diagrama de cuerpo libre de una masa con un grado de libertad, [4]



Si el sistema está en movimiento, comienza a vibrar a una frecuencia f_n llamada frecuencia natural, la cual depende de los parámetros de la masa y la rigidez. Si la deformación del resorte correspondiente al equilibrio estático es Δ , la fuerza ejercida por el resorte es $k \times \Delta$ y es igual a la fuerza gravitacional $W = m \times g$ que actúa sobre la masa. Por lo tanto, la fuerza gravitacional y la fuerza del resorte se anulan entre sí y no se consideran dentro de la ecuación de movimiento siempre que el resorte sea lineal. Si el sistema se saca del reposo, moviendo la masa hacia abajo una distancia x desde su posición de equilibrio estático y se libera, el resorte de constante k se deforma proporcionalmente a la fuerza que actúa sobre él de acuerdo con la ley de Hooke y la masa m experimenta una aceleración proporcional a la fuerza que está actuando sobre ella. En el diagrama de cuerpo libre se agrega a la masa una fuerza de inercia ficticia igual a $m\ddot{x}$, se realiza una suma de fuerzas en el cuerpo, para mantener el cuerpo en equilibrio esta sumatoria debe ser igual a cero.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (1)$$

El resultado es una ecuación diferencial lineal homogénea de segundo orden, su solución es de la forma:

$$x(t) = Xe^{i\omega t} \quad (2)$$

El sistema tiene sólo un modo de vibración que se define por el movimiento a lo largo de la coordenada x y que se obtiene sustituyendo la ecuación en la ecuación

$$(-m\omega_n^2 + k)X = 0 \quad (3)$$

ω_n se obtiene mediante:

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

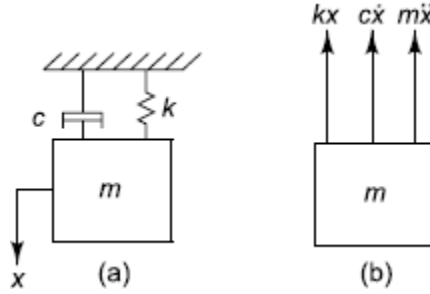
Donde ω_n es la frecuencia natural circular en rad/s. la frecuencia natural en Hz es

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

En la realidad, los sistemas mecánicos además de la masa y la rigidez tienen un tercer parámetro que es el responsable de la disipación de energía en los sistemas

vibratorios. Este parámetro se llama amortiguación y no se ve tan explícitamente dentro de los fenómenos físicos, ya que la mayoría de estructuras mecánicas cuentan de manera inherente con amortiguamiento. “toda la energía de carga será absorbida por la estructura, si no hay amortiguación la oscilación crecerá hasta el infinito; mientras que con la amortiguación la oscilación crecerá hasta el punto donde la amortiguación elimine exactamente la misma cantidad de energía que se ingresó al sistema con la excitación de la carga”, [3]. En la figura 2 se muestra el diagrama de cuerpo libre para una masa con amortiguamiento.

Figura 2. Diagrama de cuerpo libre para una masa con amortiguamiento, [4]



“El modelo de amortiguación viscosa es el más popular, la razón es que la introducción de este amortiguador lineal es muy simple y también explica adecuadamente la respuesta observada experimentalmente. Además, da lugar a una ecuación diferencial lineal con coeficientes constantes, cuya solución es bien conocida” [4]. En el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 2. se agrega la componente de restricción al movimiento debido a la amortiguación, la ecuación de movimiento es una ecuación diferencial homogénea de la forma:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (6)$$

Normalmente se supone una solución de la forma que se muestra a continuación.

$$x(t) = A e^{st} \quad (7)$$

Al reemplazar $x(t)$ con sus respectivas derivadas de la ecuación característica, se obtiene el siguiente polinomio característico:

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (8)$$

La solución del polinomio característico será:

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (9)$$

La solución final va a depender de la relación de amortiguamiento del sistema (ζ) y se pueden llegar a presentar tres casos:

- **Vibración sub amortiguada:**

cuando $0 < c^2 < 4km$ ó $0 < \zeta < 1$ las soluciones del polinomio característico serán dos números complejos conjugados.

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \pm i.\omega_n\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (10)$$

- **Vibración críticamente amortiguada:**

cuando $c = c_{crit} = \sqrt{4km}$ ó $\zeta = 1$ las soluciones del polinomio característico serán dos números reales e iguales.

$$s_{1,2} = -\zeta\omega_n \quad (11)$$

- **Vibración sobre amortiguada:**

cuando $c^2 > 4km$ ó $\zeta > 1$ las soluciones del polinomio característico serán números reales, negativos y diferentes.

$$s_1 = -\zeta\omega_n + \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1} ; s_2 = -\zeta\omega_n - \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1} \quad (12)$$

Debido a que realizar análisis modal por medio de un modelo matemático se hace bastante extenso en una estructura compleja, se pretende utilizar dos metodologías que permitan conocer las frecuencias naturales de la estructura evitando la realización de un modelo matemático complejo, estas son el análisis modal experimental y el análisis modal por medio de simulación computacional.

2.2. ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL

El análisis modal experimental consiste en utilizar la respuesta que tiene una estructura a una excitación que puede ser conocida para poder obtener una función, al analizar dicha función se pueden encontrar las frecuencias a las cuales la estructura reacciona y conociendo este comportamiento en diferentes puntos construir las formas en las que la estructura entra en resonancia, es decir, la frecuencia de la excitación coincide con la frecuencia natural de la estructura.

“Si bien la teoría del análisis modal no ha cambiado en el último siglo, la aplicación de la teoría a los datos medidos de forma experimental ha cambiado significativamente. Los avances de los últimos años con respecto a la capacidad de medición y análisis, han provocado una reevaluación de los aspectos de la teoría que

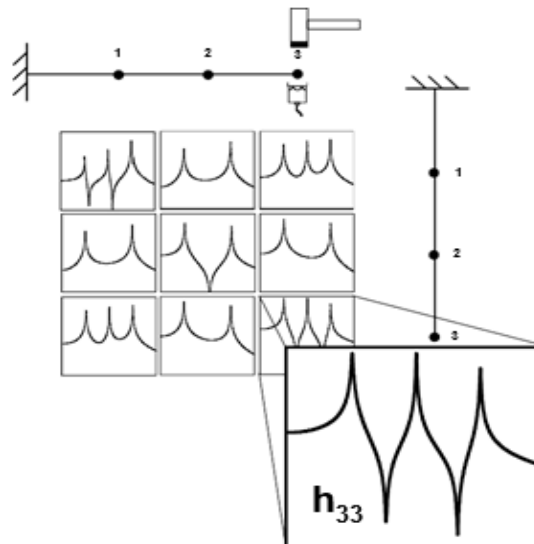
se relacionan con el mundo práctico de las pruebas. La teoría desde el punto de vista de las vibraciones implica una comprensión más exhaustiva de como los parámetros estructurales de masa, amortiguación, y rigidez se relacionan con la función de respuesta al impulso, la función de respuesta de frecuencia y la función de transferencia”, [5].

Para obtener la función de respuesta se debe medir simultáneamente la fuerza que se aplica, como la respuesta de la estructura debida a la fuerza aplicada. La medición arrojará finalmente una señal en el dominio del tiempo, la cual por sí sola no muestra mucha información. Es por esto, que los datos se transforman del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia utilizando un algoritmo de transformada rápida de Fourier. Gracias a dicha transformación las funciones de entrada y respuesta se convierten en funciones complejas, estas contienen componentes reales e imaginarias o componentes de magnitud y fase para describir la función.

“Inicialmente se evalúa un haz con tres ubicaciones de medición y tres formas de modo que se pueden medir, hay tres lugares posibles donde se puede aplicar la fuerza y tres lugares posibles donde se puede medir la respuesta. En consecuencia, tenemos nueve posibles funciones complejas de respuesta de frecuencia que podrán ser analizadas” [6]. Al aplicar la fuerza en el primer punto se obtendrán las señales de cada uno de los tres acelerómetros que están en las tres posiciones, además de la señal del impulso aplicada por el martillo.

Después de realizar la transformada rápida de Fourier se obtiene las funciones en el dominio de la frecuencia que se graficarán y ordenarán para obtener una matriz de 3x3 como se muestra en la figura 3. Es aquí donde se analizan las filas de la matriz para encontrar las formas de modo, para esto se revisa el pico que se forma en cada una de las gráficas a la misma frecuencia y su ubicación, al trazar una curva que una estos puntos se puede ver la forma del modo que corresponde a una frecuencia.

Figura 3. Matriz de mediciones de los sensores, [6]



En la figura 4 se observa la tercera fila de la matriz de funciones de respuesta, si se busca el primer modo, se puede notar que para la primera frecuencia la amplitud irá aumentando en cada una de las respuestas formando la primera forma modal. En la figura 5 se puede buscar el segundo modo y, al igual que en el primero, se puede observar como al unir los picos que aparecen en la función de respuesta se observa la segunda forma de modo.

Figura 4. Construcción de la primera forma modal, [6]

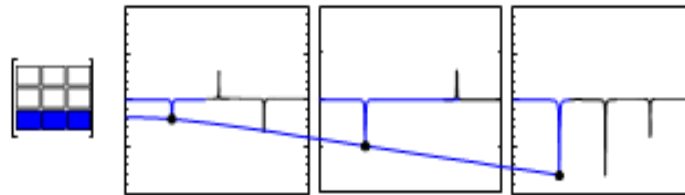
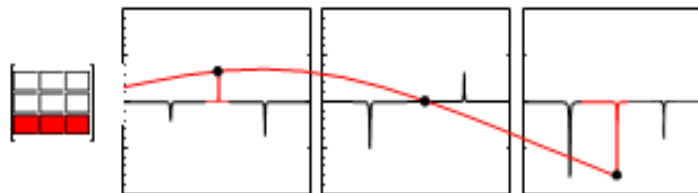


Figura 5. Construcción de la segunda forma modal, [6]



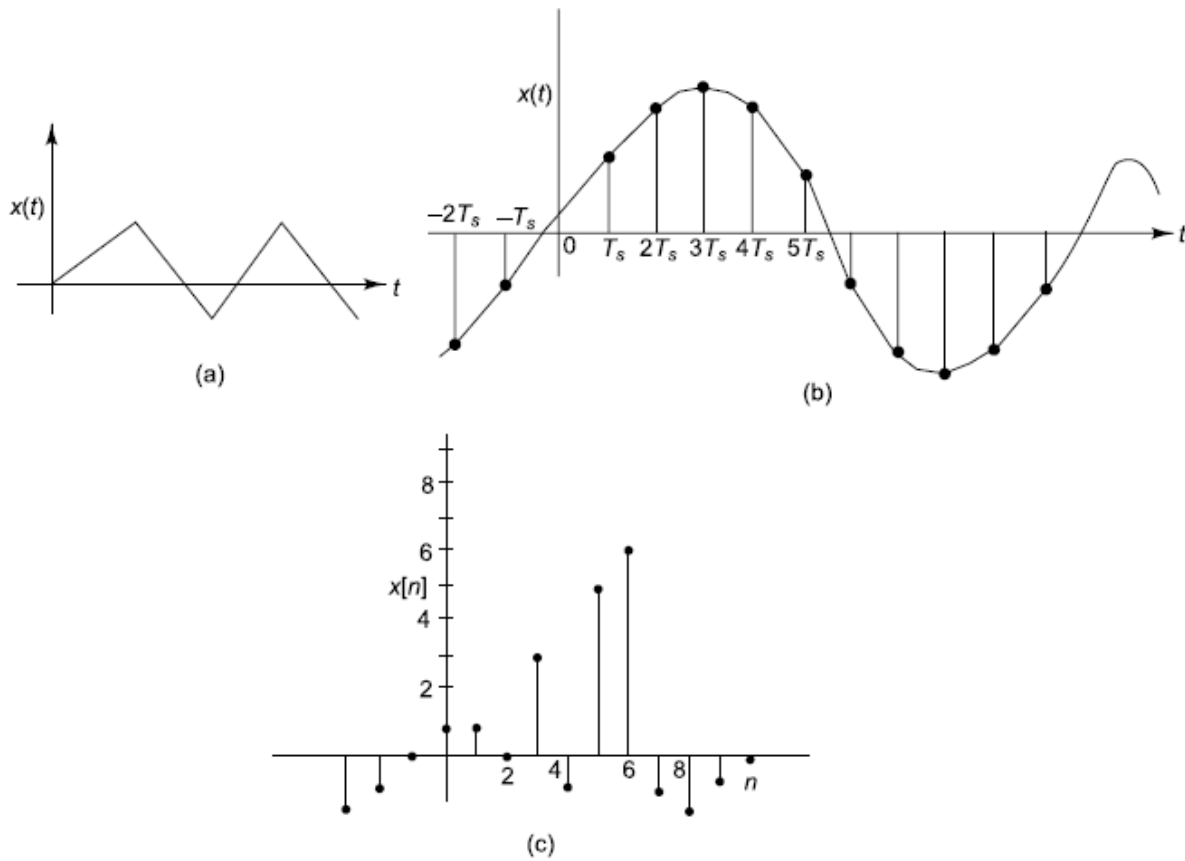
2.2.1. ADQUISICIÓN Y PROCESAMIENTO DE SEÑALES

Por lo general las señales en su forma inicial son continuas en el tiempo, sin embargo, el análisis posterior se realiza en señales digitales gracias a que existen muchas herramientas para el procesamiento de señales digitales. Los sistemas de adquisición de datos se utilizan para recopilar datos, registrarlos y analizarlos. Para realizar mediciones se comienza por la toma de datos, esto se puede lograr gracias a un transductor que convierte la cantidad física-mecánica en una cantidad eléctrica que es proporcional. Dicha conversión se puede dar en uno o varios pasos según la naturaleza del transductor para finalmente obtener el registro de la medición en términos de una diferencia de potencial eléctrico. La etapa siguiente es el almacenamiento de los datos, este se realiza grabando con una tarjeta enchufable para computador. La tercera etapa consiste en editar y convertir los datos al formato requerido para poder procesarlos.

“A pesar que la mayoría de los datos que entrega un transductor son analógicos, el procesamiento de las señales se realiza con los valores digitalizados, por esta razón es importante saber que implica este cambio. Una señal $x(t)$ es analógica si es

continua a lo largo de los ejes coordenados X y Y, se toma como convención el tiempo a lo largo del eje X y la cantidad física que se desea medir a lo largo del eje Y. Una señal es de tiempo discreto si es discreta a lo largo del eje X y continua a lo largo del eje Y, para convertir una señal de tiempo continuo a una de tiempo discreto se utiliza un proceso llamado muestreo, el cual consiste en medir el valor de la señal a intervalos regulares de tiempo, cada valor se denomina muestra. Una señal es digital si es discreta tanto en el eje X como en el eje Y y generalmente se llama secuencia” [4]. La figura 6 muestra los tres tipos de señales. En una señal digital, la variable en el eje X se hace discreta por muestreo, y la del eje Y por un proceso llamado cuantización (desratización de amplitud). La notación $\{X(n)\}$ se usa para representar una secuencia completa y $X(n)$ la n -ésima muestra de la secuencia.

Figura 6. Tipos de señales: (a) Señal analógica, (b) Señal de tiempo discreto, (c) Señal digital, [4]



2.3. RESPUESTA EN FRECUENCIA

la función de respuesta en frecuencia es una herramienta que permite relacionar la entrada de un sistema, que se resume en una excitación de la estructura para este caso, con la salida o respuesta de dicho sistema a la excitación aplicada. La relación de estas variables permite encontrar algunas propiedades del sistema, además de dar una idea de cómo puede reaccionar dicho sistema en un momento determinado a cierta entrada.

“Las propiedades dinámicas de un sistema pueden describirse en el dominio de la frecuencia por una función de respuesta en frecuencia (FRF). Para una comprensión física de la FRF, vale la pena mencionar que es un sistema lineal e invariante en el tiempo (LTI). La FRF a una frecuencia en particular es la respuesta de dicho sistema a la unidad de entrada armónica a esa frecuencia y generalmente se representa en todas las frecuencias en el rango de frecuencias de interés. Por lo tanto, la magnitud y el desfase de la salida son sólo función de los parámetros del sistema, ya que no dependen ni de la entrada ni de la salida. la ganancia del sistema se define como” [4]:

$$|H(\omega)| = \left| \frac{Y(\omega)}{X(\omega)} \right| \quad (13)$$

El desfase se expresa como:

$$\phi(\omega) = \text{atan} \frac{\text{Im}\{H(\omega)\}}{\text{Re}\{H(\omega)\}} \quad (14)$$

$Y(\omega)$ y $X(\omega)$ constituyen las transformadas de Fourier de la salida y la entrada respectivamente. La FRF es también la transformación de fourier de la IRF (impulse response function), así:

$$H(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t) e^{-i\omega t} dt \quad (15)$$

De ahí se define que la IRF es la transformada inversa de Fourier de la FRF

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (16)$$

Para obtener la respuesta en frecuencia existen dos métodos:

- excitar el sistema con $\sigma(t)$ para obtener $h(t)$ como salida; entonces $H(\omega)$ se obtiene mediante la transformación de Fourier de $h(t)$
- también se puede obtener $H(\omega)$ aplicando a la estructura una excitación sinusoidal, la cual se puede hacer con un shaker de tal manera que permita una entrada de aceleración constante.

En el primer método, el sistema se excita con un impulso unitario para obtener $h(t)$. La transformada de Fourier del impulso unitario está dada por:

$$\mathfrak{F}\{\delta(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) e^{-i\omega t} dt = 1 \quad (17)$$

esto implica que el impulso unitario tiene un espectro que se extiende desde $-\infty$ hasta $+\infty$. Por lo tanto, en el contexto de las pruebas de vibración, cuando se excita un sistema con un impulso unitario en el dominio del tiempo, en efecto se imparte una excitación armónica en todas las frecuencias simultáneamente al sistema, haciendo que responda simultáneamente en todas sus frecuencias naturales.

2.3.1. VIBRACIONES ALEATORIAS

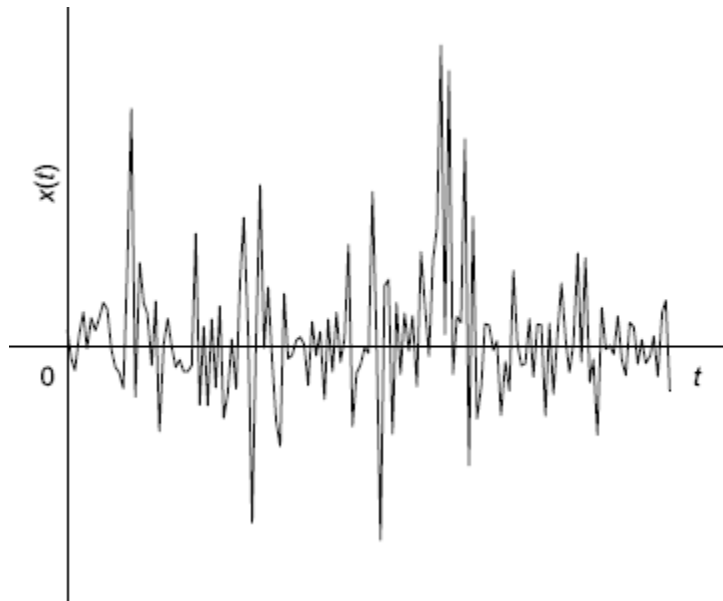
Dentro de la ingeniería es común utilizar modelos con simplificaciones para describir matemáticamente los fenómenos para que de esta manera se pueda obtener una función que permita conocer algunas características de un sistema y como estas cambian a lo largo del tiempo. Gracias a estas funciones un proceso se puede llamar determinístico, ya que se conoce con exactitud la respuesta que el proceso tendrá en determinado instante de tiempo. Sin embargo, en la realidad es muy común encontrar sistemas en los cuales no es posible conocer con exactitud su respuesta en cualquier instante de tiempo. “Como ejemplos se pueden mencionar, el ruido de un motor de reacción, las alturas de las olas de un mar agitado, el movimiento del suelo durante un terremoto y la presión de las ráfagas encontradas por un avión en vuelo. Estos fenómenos tienen una cosa en común: la imprevisibilidad de su valor instantáneo en cualquier tiempo futuro” [7].

A pesar que los procesos aleatorios no se pueden modelar con las ecuaciones ordinarias para modelos determinísticos, existen técnicas de análisis que permiten obtener resultados por medio de probabilidades; no se puede saber con certeza cual será la amplitud de cierta variable en un tiempo futuro, pero se puede conocer cuál es la probabilidad de que se encuentre en cierto valor. “Una entrada aleatoria se puede

expresar en términos estadísticos y la salida en términos de sus valores cuadráticos medios (valor RMS), se desarrollan funciones matemáticas que describen el análisis estadístico de una variable aleatoria como la media, la desviación estándar y la distribución de probabilidad. Las funciones en conjunto con la definición de distribución de probabilidad se desarrollan para incluir una función de autocorrelación. La transformada de Fourier se emplea para obtener una función de transferencia para el sistema y relacionar la función de autocorrelación con la densidad espectral de potencia” [8].

Las señales aleatorias se pueden expresar en función de cualquier variable. Para aplicaciones de vibraciones acústicas, se expresa en función del tiempo t o del espacio s . la rugosidad del camino puede expresarse como $x(t)$ en forma temporal, o $x(s)$ en el dominio espacial. La salida de un sistema lineal invariante en el tiempo a una entrada aleatoria también es aleatoria. Por lo tanto, para la rugosidad de la carretera descrita anteriormente, la respuesta del vehículo puede expresarse como $y(t)$ o $y(s)$. La figura 7 muestra un típico registro de muestra o función de muestra $x(t)$, que no es más que un solo historial de tiempo que representa un fenómeno aleatorio observado durante un intervalo de tiempo finito.

Figura 7. Ejemplo de una señal de vibración aleatoria, [4]



En una función de densidad de probabilidad se calcula la probabilidad de ocurrencia de un valor particular entre el rango de valores probables. A una frecuencia dada, la amplitud de la excitación cambia constantemente, pero para muchos procesos, el valor medio tiende a permanecer relativamente constante, dando la capacidad de caracterizar una excitación aleatoria. La excitación aleatoria se puede caracterizar estadísticamente en términos de un diagrama de densidad espectral de potencia, amplitud PSD versus frecuencia. Para realizar el diagrama de potencia espectral, se divide el rango total de frecuencia en rangos individuales más pequeños llamados bins o contenedores, la excitación es cuadrática y el promedio se calcula para cada bin. Si se usara un contenedor más ancho, el valor promedio será mayor, se hace necesaria entonces una definición coherente para tener en cuenta los diferentes tamaños de contenedores. En consecuencia, las amplitudes cuadradas promedio se dividen por el ancho de banda del contenedor, quedando en $(unidades\ RMS)^2/2$, finalmente, esta representación de la excitación aleatoria se denomina densidad de potencia espectral.

El valor medio de una curva de probabilidad gaussiana se define como la desviación estándar (valor sigma) de la distribución. Al tomar múltiplos de sigma, se obtiene un mayor porcentaje de todas las posibles excitaciones, ya que se hace la suposición de una distribución normal. Nunca se podrá representar el 100% de las posibles excitaciones [9], sin embargo, los picos altos ocurren raramente, por esta razón es común utilizar 3 sigma como límite superior. Si la excitación de un sistema lineal es un proceso gaussiano, entonces la respuesta es generalmente un proceso aleatorio diferente, pero sigue siendo normal. Se quiere cuantificar la respuesta de un sistema a la vibración aleatoria, según la teoría de la vibración aleatoria, la respuesta del sistema a una sola entrada PSD es:

$$S_{out}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{in}(\omega)$$

$$S_{out}(\omega) = \left(\frac{a_{out}}{a_{in}}\right)^2 S_{in}(\omega) \quad (18)$$

donde:

S_{out} : respuesta de densidad espectral

S_{in} : entrada de densidad espectral

a_{out} : salida sinusoidal calculada

a_{in} : entrada sinusoidal

CAPITULO 3

3. ANALISIS MODAL

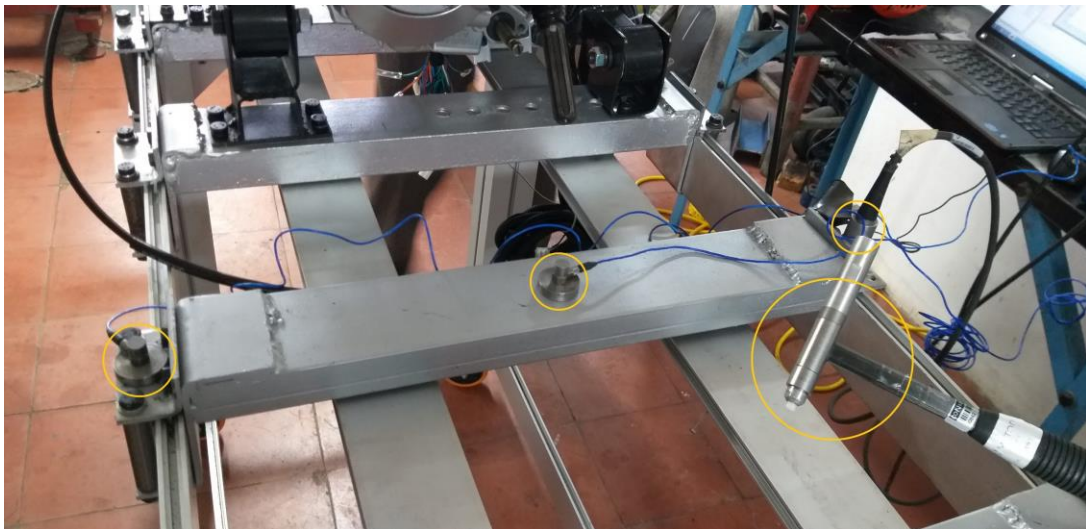
3.1. ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL

3.1.1. ADQUISICIÓN DE SEÑALES

Para obtener las señales de vibración se utiliza para excitar la estructura, un martillo que tiene un acelerómetro interno; con éste se generarán golpes (simulando al máximo una entrada instantánea), al lado de cada uno de los tres acelerómetros que estarán dispuestos en fila en las tres principales direcciones (longitudinal, transversal y vertical). Se toman las señales de los tres acelerómetros al golpear cada una de las tres posiciones y para cada una de las direcciones. Teniendo así nueve grupos de datos.

El proceso de adquisición de señales se realizó para cada uno de los ejes coordenados. Se dispuso de un módulo de adquisición de señales National Instruments con su respectivo chasis y de tres (3) acelerómetros AC102-1A distribuidos sobre las partes metálicas de la estructura, de forma en que permitiera examinar el comportamiento de la vibración a en una misma dirección, pero en diferentes locaciones, en este caso se dispusieron en ambos extremos y en el centro de la estructura. La figura 8 muestra como ejemplo de lo antes mencionado, la ubicación de los sensores y el martillo para la prueba en el sentido de movimiento vertical.

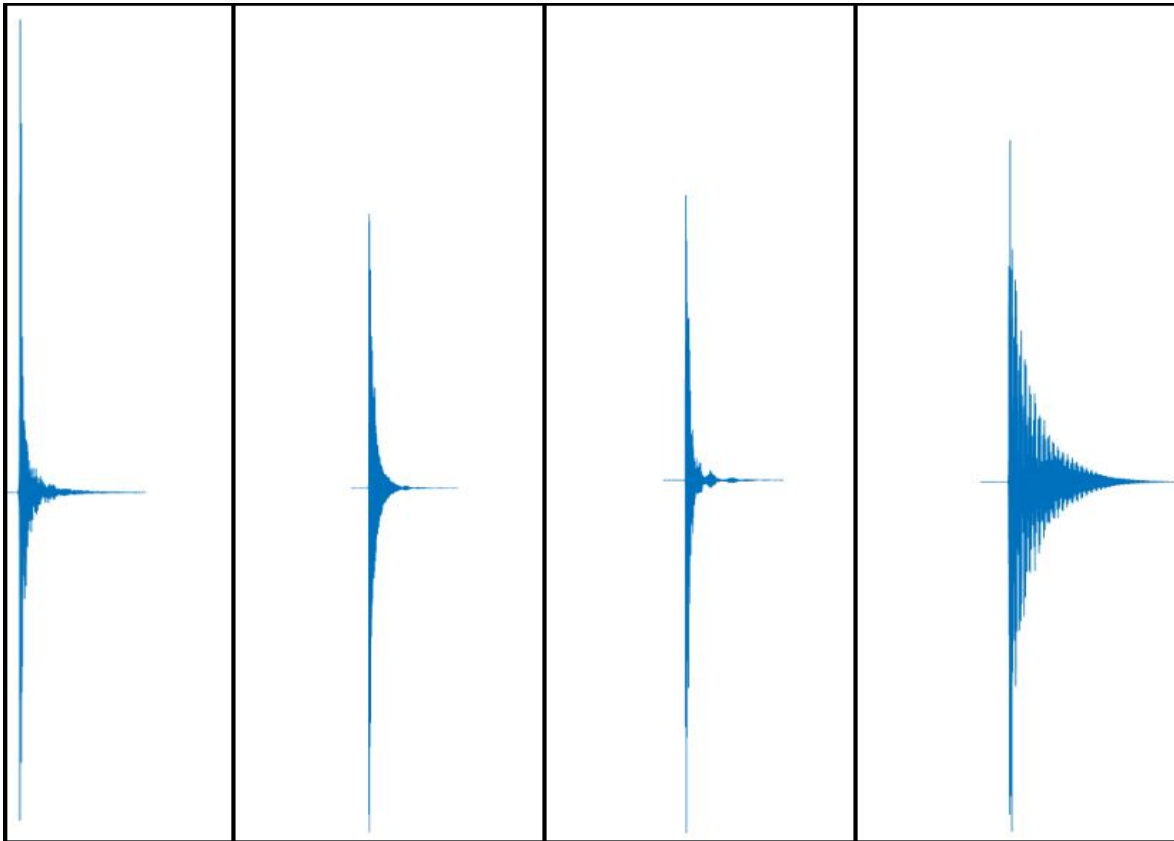
Figura 8. Ubicación de los acelerómetros en ensayo vertical



Es importante reiterar que la entrada al sistema, que en este caso fue un martillo para simular un comportamiento de impacto instantáneo, también cuenta con su propio acelerómetro interno, lo cual permite medir la fuerza con la que es excitada la estructura en cada instante de tiempo que dure el experimento.

Cada prueba se realizó adquiriendo los datos durante 5 segundos, en los cuales se aseguró que la excitación estuviera dentro de este tiempo y la excitación de la estructura se diera lo más próximo posible al comienzo. Es evidente que a pesar que la intención es hacer instantánea la fuerza de entrada, esto es imposible y en realidad es una señal con un intervalo de entrada. En la figura 9 se presentan algunos ejemplos de las señales de entrada captadas por el martillo.

Figura 9. Tipos de señales de entrada en el dominio del tiempo



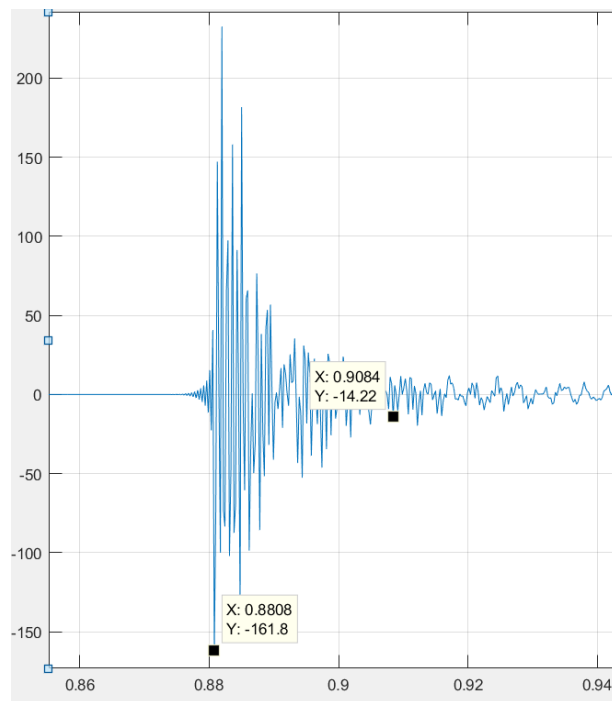
3.1.2. ELABORACIÓN DE LA ESTRATEGIA DE PROCESAMIENTO

Una vez obtenidas las señales, se procesaron mediante *Matlab* utilizando los algoritmos de la transformada rápida de Fourier, FFT, con el propósito de encontrar los valores de frecuencia coincidentes entre los diferentes sensores sobre los cuales se presentan amplitudes sobresalientes, para así proceder a realizar el análisis que se mencionó en el numeral 2.2 que permite determinar las frecuencias naturales y las formas modales con su respectivo número.

3.1.2.1. ESTRATEGIA INICIAL

Para este procedimiento, era necesario establecer un tiempo sobre el cual se iban a trabajar las señales de respuesta, debido a que los valores que aportarán información relevante se encontraban inmersos dentro del intervalo de tiempo en el cual la señal de entrada tenía incidencia sobre la estructura. Esto se logró revisando en cada prueba el tiempo que el acelerómetro del martillo graficaba un valor mayor a la ventana de ruido y esos valores se incluyeron en el código para analizar la respuesta. En la figura 10 se puede observar un ejemplo de la selección de los tiempos.

Figura 10. Ejemplo de selección de tiempo



Una vez aplicado el procesamiento de la señal, se encontró que, con el análisis básico al superponer las señales obtenidas, se generaron una gran cantidad de picos, lo que imposibilitaba la observación de los valores de frecuencia relevantes como se muestra en las figuras 11 y 12. La figura 11 muestra la superposición de las gráficas de la medición de los tres sensores y la figura 12 se muestra la gráfica independiente de la medición de cada sensor.

Figura 11. Superposición de señales de los tres sensores en el dominio de la frecuencia

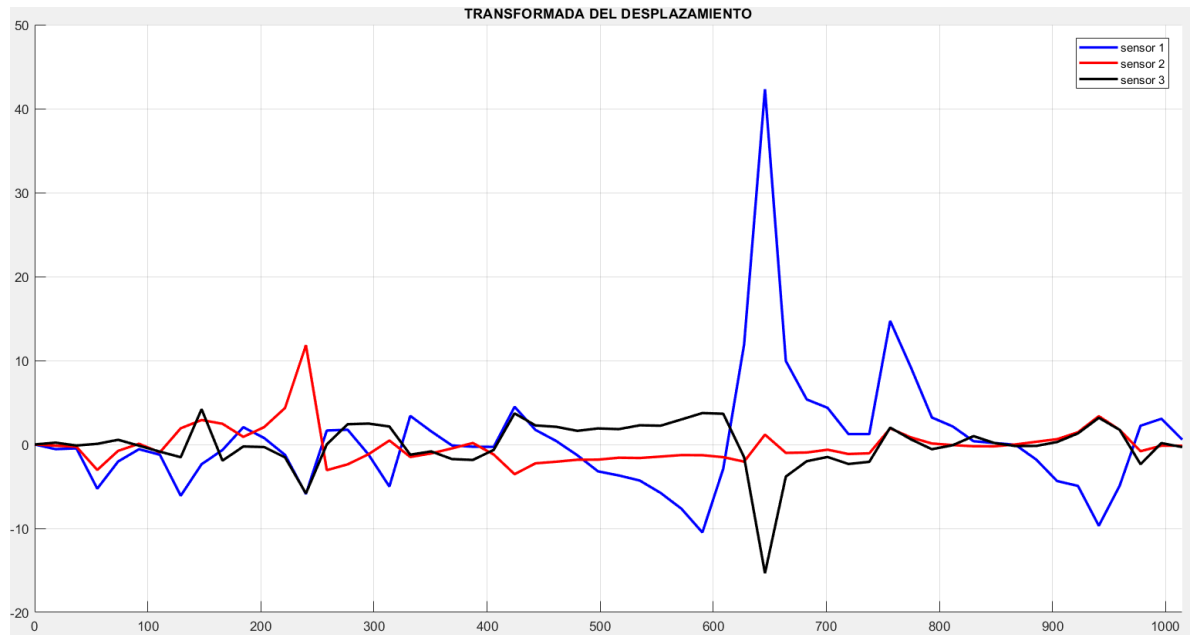
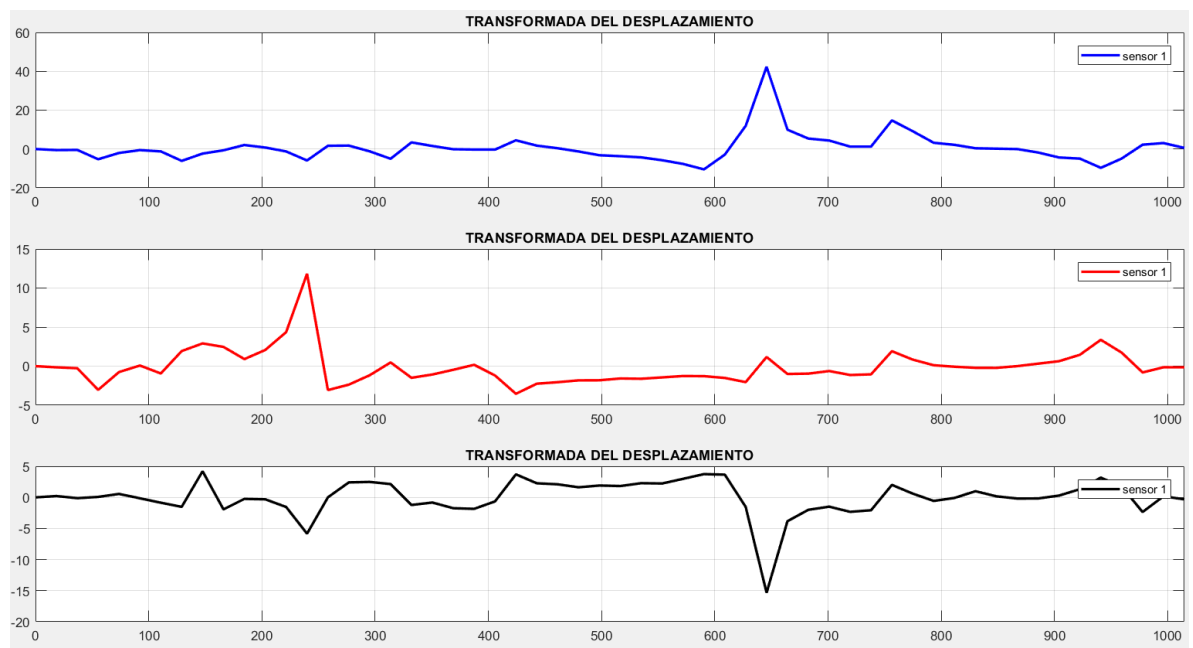


Figura 12. Señales de los tres sensores independientes en el dominio de la frecuencia



Adicionalmente, en el proceso de la transformada, si se cambian parámetros de entrada en el código, que se puede observar en el anexo 1, como lo es el tiempo de muestreo de la señal, para variaciones muy pequeñas, los resultados tienen cambios significativos como se muestra en las figuras 13 y 14. La figura 13 muestra la señal de respuesta comprendida entre 0.88 y 0.95 segundos y la figura 14 muestra la señal de respuesta comprendida entre 0.8808 y 0.95 segundos.

Figura 13. Señal con tiempo entre 0.88 y 0.95 segundos

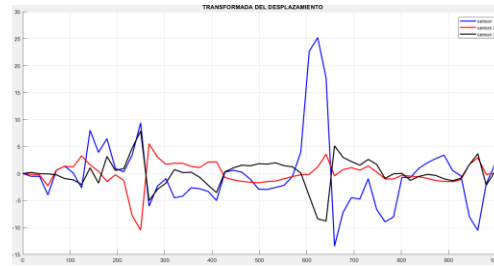
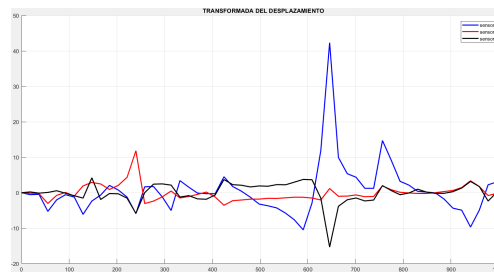


Figura 14. Respuesta con tiempo entre 0.8808 y 0.95 s



3.1.2.2. RELACIÓN CON LA ENTRADA

Debido a los inconvenientes antes mencionados, se observa que el análisis está siendo impráctico y poco confiable en sus resultados, al ver que las señales tienen un comportamiento tan aleatorio, se entiende que es adecuado vincular una relación entre el valor de fuerza de entrada y los valores de respuesta leídos por los acelerómetros. Con esta idea se generan dos posibilidades para el estudio de su implementación en el análisis: la primera consiste en realizar la FFT tanto a la señal de entrada como a las señales de salida y luego dividir las entre sí; la segunda opción que se plantea es inicialmente dividir cada valor de las señales de respuesta entre su correspondiente en tiempo con la señal de entrada y posteriormente realizar la FFT a las resultantes. Se realizan los dos análisis para hacer una comparación entre los tres tipos de respuesta que ya se han procesado, encontrando así, que el tipo de análisis que presenta mejores resultados es el segundo caso denominado “División de las Transformadas”. Con esto se logra corregir un poco el primer problema de la multitud de picos que generan dudas sobre cuales son en realidad los valores relevantes. La

figura 15 muestra la transformada del desplazamiento, La figura 16 la transformada de la división y finalmente la figura 17 muestra la división de las transformadas.

Figura 15. Transformada del desplazamiento

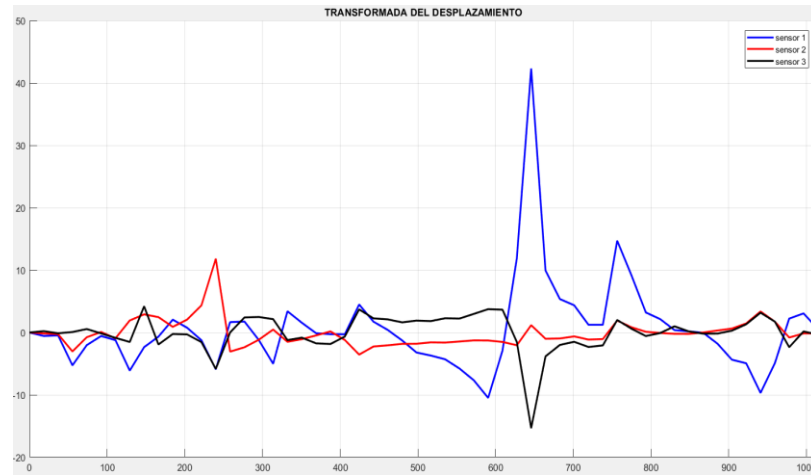


Figura 16. Transformada de la división

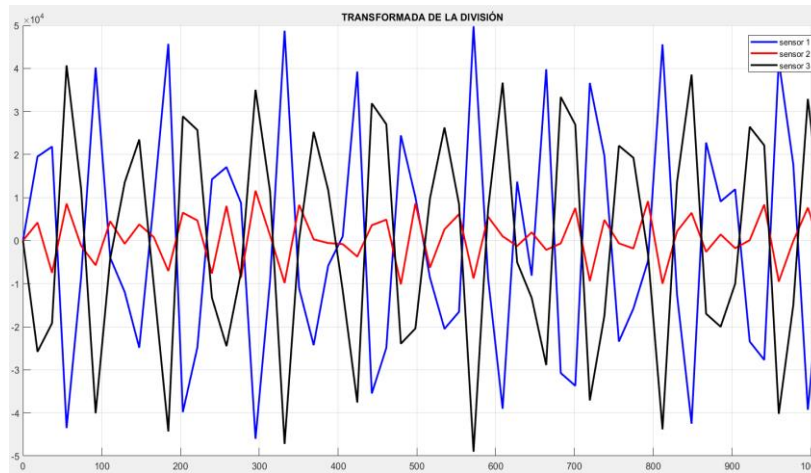
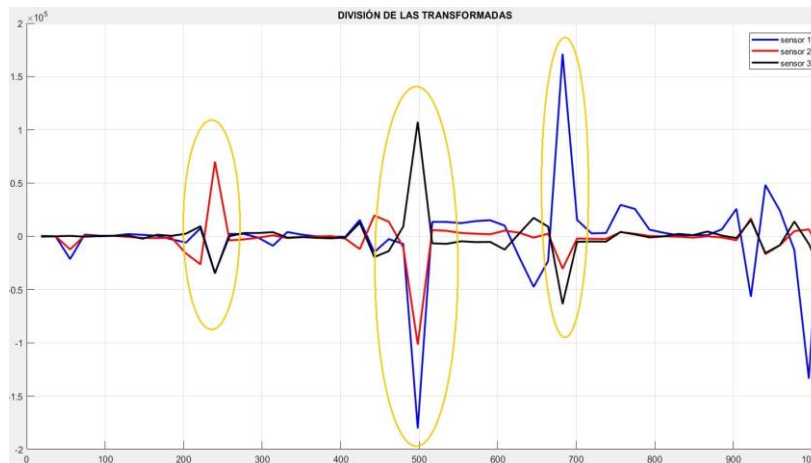


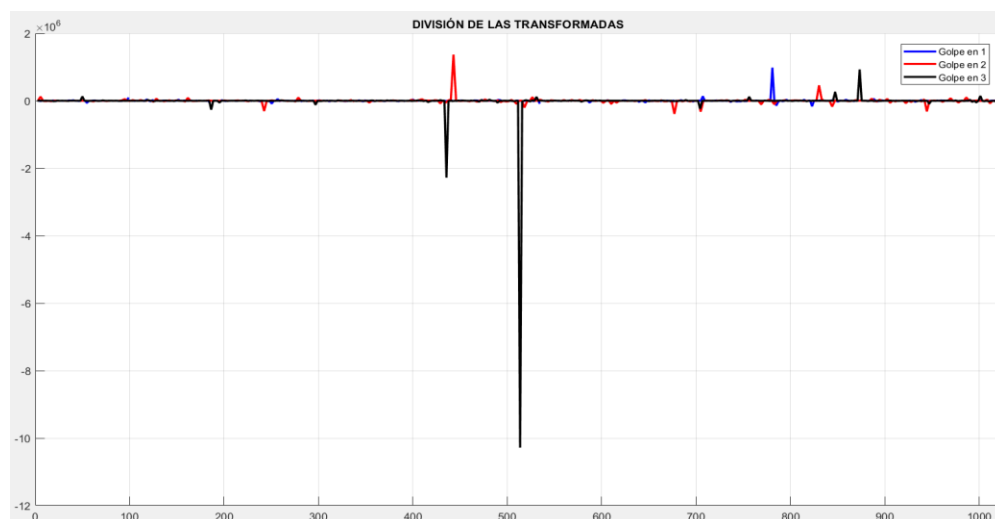
Figura 17. División de las transformadas



3.1.2.3. FILTRO Y COTINUIDAD

Incluso teniendo una noción de la forma adecuada de relacionar la respuesta con la fuente, persiste el inconveniente de la gran distorsión en los resultados con mínimos cambios en los valores de entrada en el código. Entre una búsqueda de posibles soluciones, surgen dos que, a primera vista tienen sentido y pueden funcionar. Una de ellas consiste en replicar la señal varias veces para simular una señal periódica, lo cual es una de las bases con las que se debe contar para realizar correctamente la transformada de Fourier. Por otro lado, se plantea generar un filtro pasa alto, con el fin de que la transformada rápida de Fourier sólo tenga en cuenta los valores leídos que cumplan con un valor absoluto mayor a determinado porcentaje del valor máximo de la señal de respuesta, para así eliminar las posibles señales basura obtenidas por el acelerómetro conocidas como “ruido”, con estas dos consideraciones, se adaptan entre sí y se acoplan al análisis de división de las transformadas. La forma de acoplarlas es: ---para cada uno de los ejes de vibración que se pretenden analizar, se busca el valor máximo de respuesta en cada sensor, posteriormente se aplica el filtro que tenía en cuenta los valores relevantes de la señal, se encuentra el tiempo mínimo y máximo que contenga estos valores relevantes y por último se hace una globalización de los tiempos obtenidos en las tres señales. Logrando así un valor de tiempo general de estudio que abarcaba desde el mínimo total hasta el máximo total de las tres señales---. Los valores incluidos en este tiempo son los que se replican para simular la señal periódica, en el anexo 2 se presenta el código final utilizado para la prueba. Los datos obtenidos tienen una mejor respuesta en cuanto al comportamiento de los picos y elimina la incertidumbre del error humano al decidir el tiempo que incluía los datos relevantes. Con estas señales procesadas se realiza el análisis de picos significativos para los cuales corresponden las frecuencias naturales en cada uno de los sentidos de los ejes coordenados. En la figura 18 se presenta una respuesta a la señal vertical, con un filtro del 15% y replicada 7 veces.

Figura 18. División de las transformadas con filtro y repeticiones



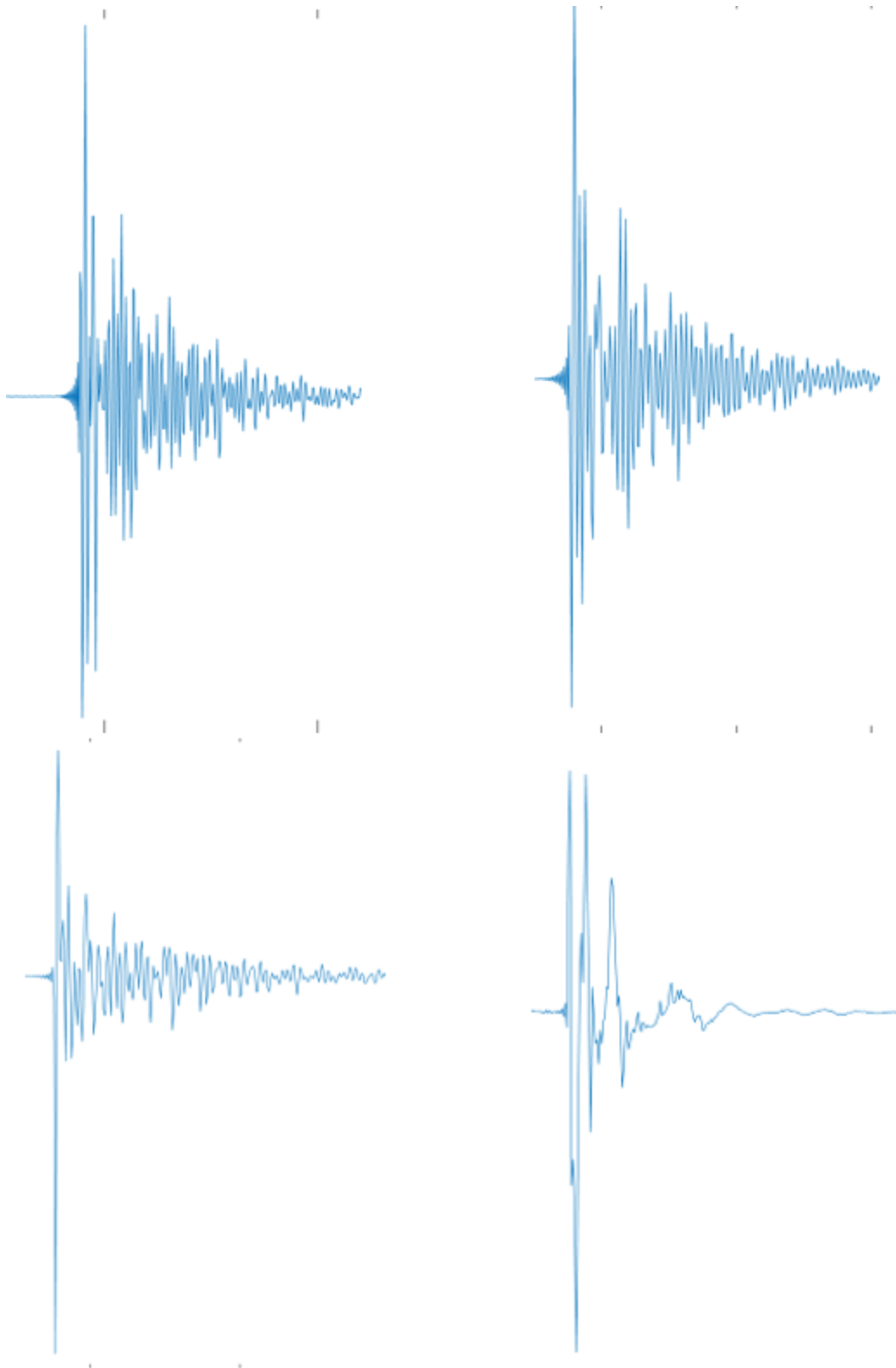
Los resultados se ven directamente afectados por la frecuencia de adquisición de datos, por lo tanto, en este análisis experimental se pueden observar comportamientos hasta el rango de los 1 kHz (60.000 rpm), pese a esto se debe tener en cuenta que una velocidad de rotación de 60.000 rpm no se alcanza comúnmente en un motor de combustión interna, por lo cual el análisis se realiza teniendo en cuenta valores posibles de velocidad de rotación.

3.1.3. PROCESAMIENTO DE SEÑALES

Una vez establecido el método más adecuado para el procesamiento de las señales, comienza el análisis para todos los datos de respuesta que se obtienen en los diferentes sentidos de adquisición. En el numeral 3.1.2. “Elaboración de la estrategia” se habla sobre cómo se superan los problemas y se afina el código del procesamiento. De forma iterativa se varían los valores del porcentaje de filtro y de repeticiones de la señal, hasta encontrar valores que mejor se adaptan a resultados adecuados y entendibles, siendo así 15% de filtro y 7 repeticiones los que se consideran adecuados. Con la finalidad que la información sea fácilmente digerible, se describirá el análisis basado en la sucesión que muestra el comportamiento más simple de estudiar y al final se presentará una tabla que incluya los resultados obtenidos bajo el mismo procedimiento, pero sobre los ensayos faltantes.

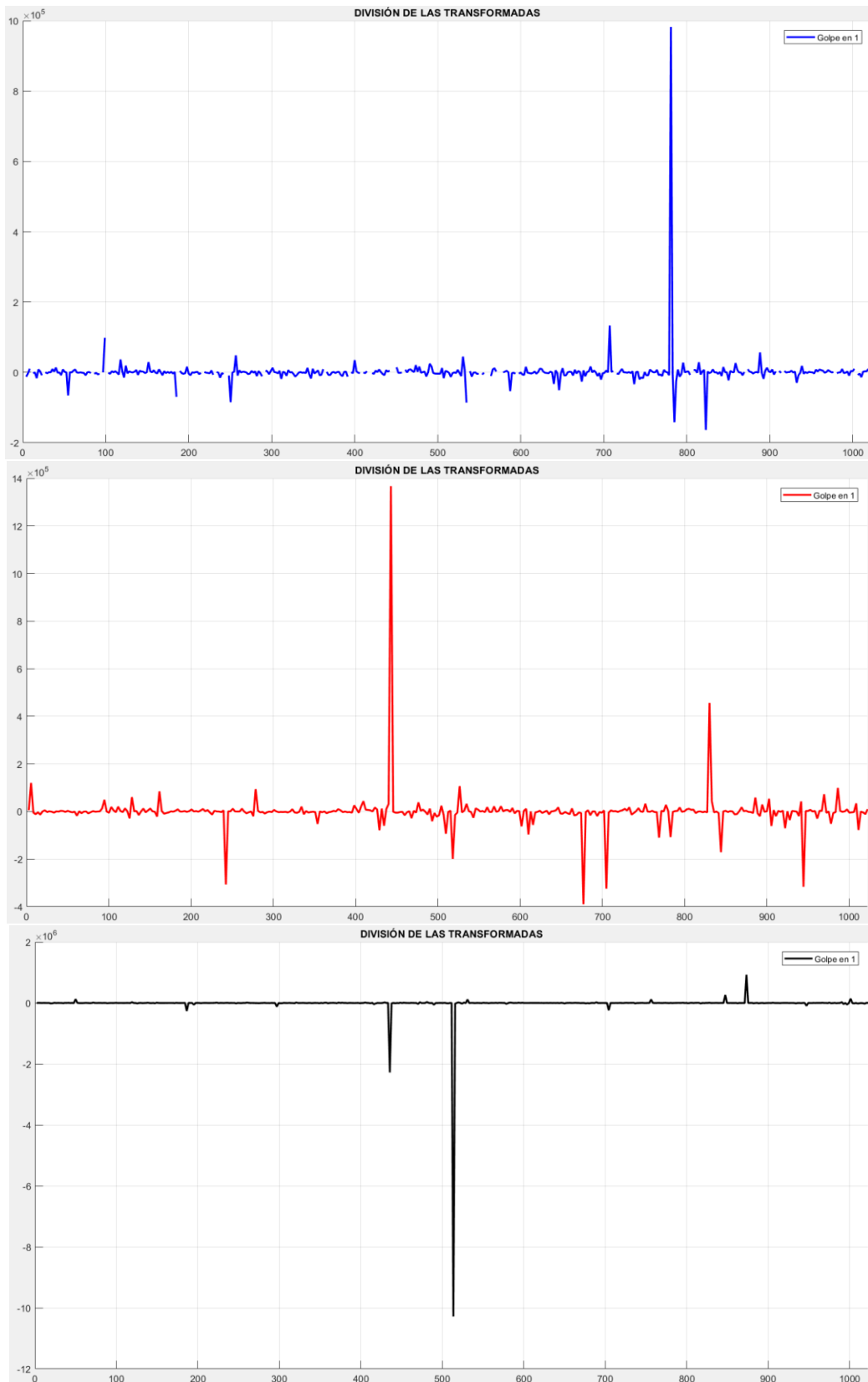
Acorde con la metodología empleada, para cada sentido de estudio, se tienen cuatro muestreos, uno de excitación y tres de respuesta. La respuesta de cada uno de los sensores ante un estímulo observándose en el dominio del tiempo, no proporciona por sí misma ninguna información relevante más allá de la característica lógica que consiste en que entre más cercano es a la fuente de excitación al punto de medición, más drástico y repentino es el cambio respecto a su condición estacionaria. En la figura 19 se muestran las cuatro señales graficadas en el dominio del tiempo, estas provienen del ensayo “Vertical3” según la nomenclatura utilizada.

Figura 19. Señales leídas por los instrumentos



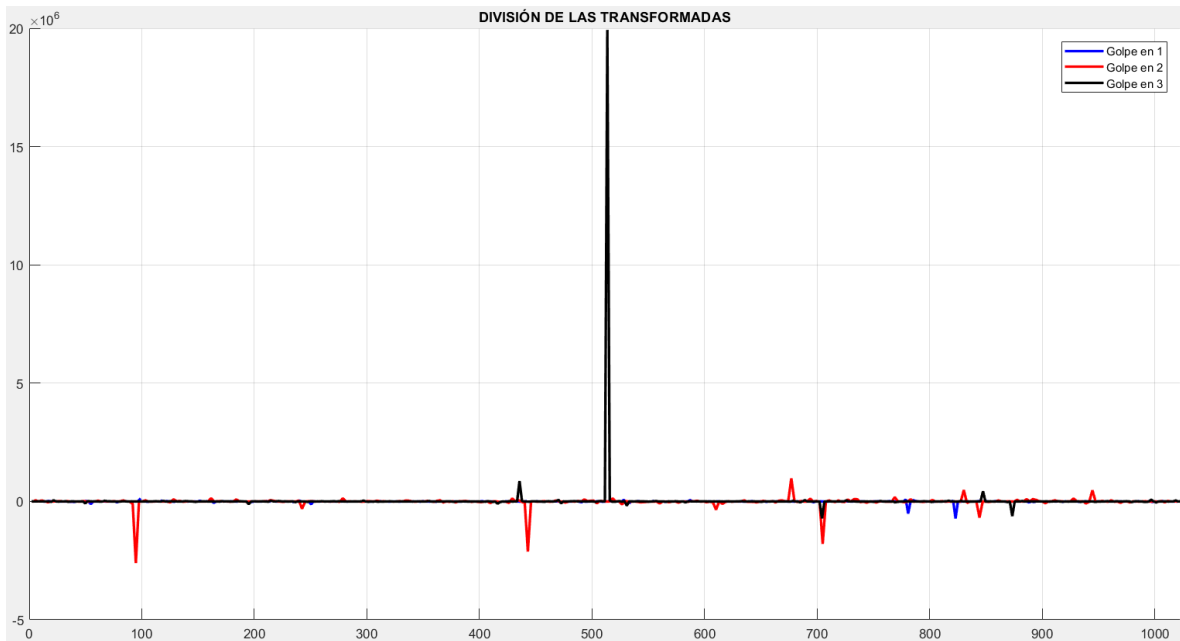
En la figura 20 se muestra la forma en cómo el análisis en el dominio de frecuencia facilita el entendimiento de las señales que se adquieren en un experimento.

Figura 20. Respuesta de los diferentes sensores en el dominio de la frecuencia



Estas nuevas gráficas tienen picos pronunciados y bastante fáciles de comprender y analizar. Como se planteó en la primera parte del capítulo “Metodología y Experimentos”, el objetivo es superponer cada una de estas gráficas y ver cómo se agrupan las frecuencias correspondientes a los valores de los picos en cada gráfica. Adicionalmente permite ver con mayor claridad la magnitud de cada una de las señales al escalarlas todas a un patrón de dimensión global. Sin embargo, no todo es mejor utilizando la gráfica unitaria de superposición, pues fácilmente se pierde un pico importante de una de las señales, sobre otro a la misma frecuencia, pero de mayor amplitud de una de sus pares, como se aprecia en la figura 21.

Figura 21. Superposición de las gráficas en el dominio de la frecuencia



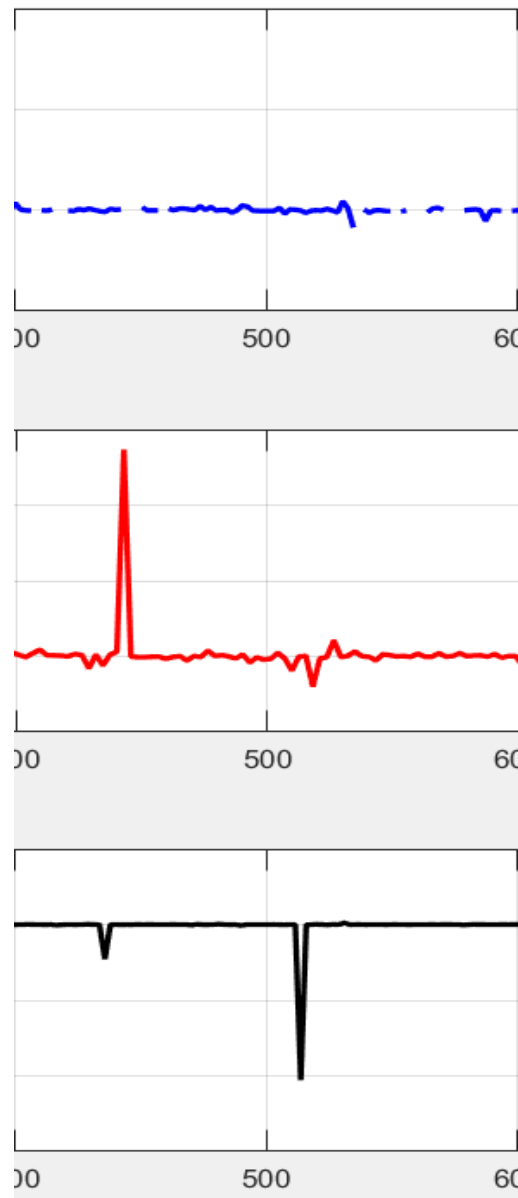
Como se esperaba y siendo un resultado adecuado y deseado, los picos son muy pronunciados a unos valores de frecuencias iguales entre todos, lo cual permite evaluarlas y así inicialmente encontrar cuáles son sus frecuencias naturales y posteriormente, ver cuál es su comportamiento modal.

A primera vista se observan los puntos principales de las frecuencias correspondientes a los valores próximos a 90 Hz, 440 Hz, 510 Hz y 710 Hz. Sin embargo, revisando con más detenimiento, se observan puntos que aportan al estudio, en los valores aproximados de 50 Hz, 160 Hz, 240 Hz, 610 Hz, 790 Hz y un grupo entre 820 Hz y 880 Hz.

En sistemas de fácil estudio como lo es el eje empotrado sobre el cual se basa la teoría, encontrar el comportamiento de las formas modales se logra fácilmente, son marcados tanto en su amplitud como en su sentido y valor de frecuencia. Sin embargo, en las estructuras reales que se estudian en todas las dimensiones, sus deformaciones son

multidireccionales, además son muy dispersas y para las señales obtenidas, tratar de encasillar los comportamientos a un esquema básico ya establecido según sus primeras frecuencias naturales, se hace casi imposible. Por este motivo, se agrupará el comportamiento de la estructura según la respuesta en cada sensor respecto a todas las fuentes de excitación realizadas en cada eje coordenado. Como ejemplo, se utiliza la tercera fila de la matriz de resultados para el ensayo vertical haciendo acercamiento en 510 Hz como se muestra en la figura 22. Al analizar estos valores se puede observar un comportamiento que comienza desde un estado estacionario, posteriormente se distorsiona un poco de su posición de equilibrio y por último llega a un valor de amplitud significativo.

Figura 22. Enfoque en 510 Hz



En la figura 23 se muestran los diferentes comportamientos modales que se obtienen en un modelo de cuerda tensa. Debido a que los sensores se ubicaron en posiciones iguales de la estructura, para determinar el comportamiento de forma de modo, los puntos obtenidos en la respuesta tienen que acomodarse a una de estas formas modales. La figura 24 muestra la adaptación de los resultados obtenidos a 510 Hz con el modelo de cuerda tensa, este arroja un resultado que parece ser la cuarta forma modal. reiterativamente se hace este proceso con todos los picos que se puedan apreciar en las imágenes y en todas las pruebas de los sentidos de vibración estudiados. No obstante, este trabajo a pesar que cumple con fundamentación teórica, resulta ser deficiente en cuanto a la correcta noción del comportamiento del modo de vibración, debido a todas las características que hacen que la estructura no sea un cuerpo ideal.

Figura 23. Parámetros para identificar la forma modal, tomada de <https://images.app.goo.gl/FPz9fFt31JE1xUyR7>

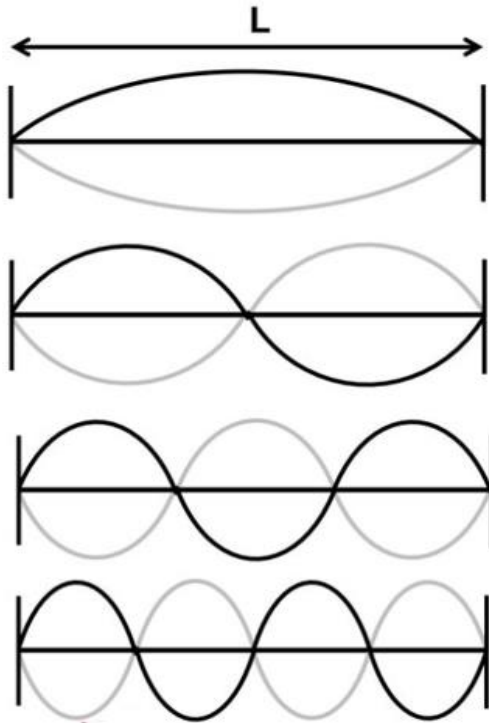
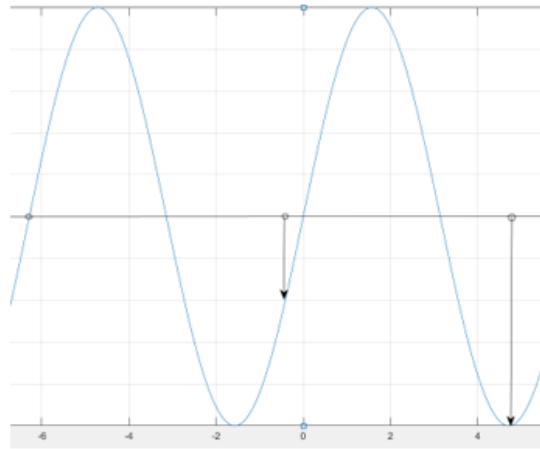
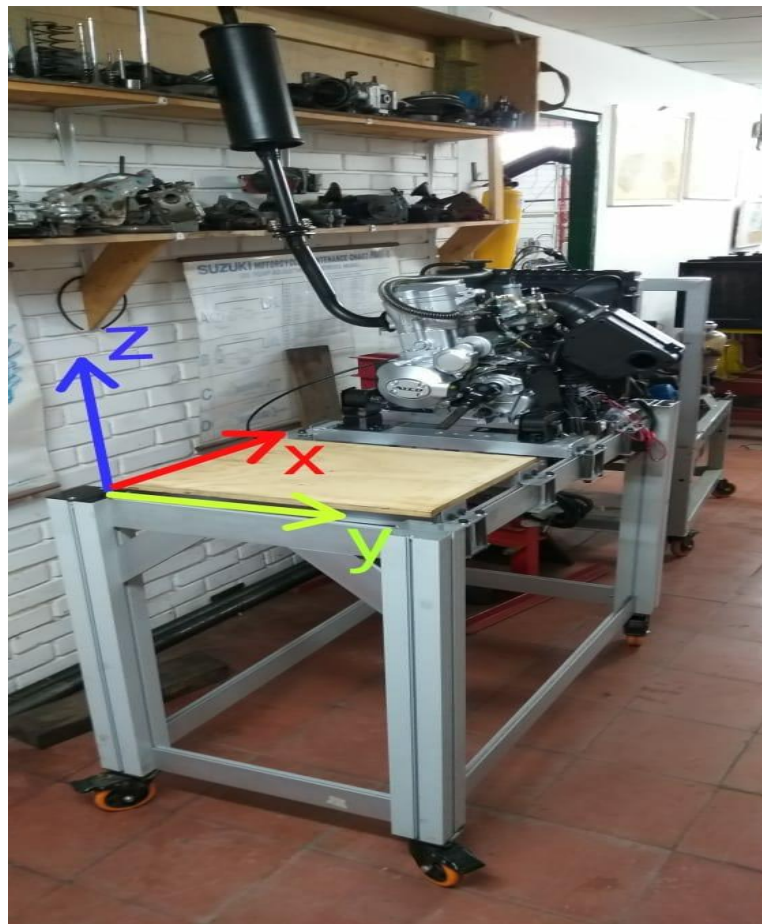


Figura 24. Adaptación del modelo real al modelo de cuerda tensa



Se tomará una convención de sentidos de obtención de vibraciones con el fin de facilitar el entendimiento cuando se mencionen posteriormente. En la figura 25 se muestra un diagrama con el esquema de los ejes coordenados.

Figura 25. Convención de sentido de los ejes coordenados



Conociendo la forma en que se dispusieron los ejes coordenados, se puede hacer la aclaración de cómo van direccionadas y denominadas cada una de las pruebas. Se realizaron en total nueve (9) pruebas que se denominaron “Vertical”, “Horizontal” y “Transversal” correspondientes a los ejes “Z”, “X” y “Y” respectivamente.

Es importante tomarse el tiempo de aclarar que, a pesar que se pueda presentar la confusión del eje en el cual se está realizando la medición, lo que determina el sentido del estudio es la forma en como los sensores se van a mover. Por ende, para ver el comportamiento de distorsión de la estructura, la forma adecuada es colocar varios puntos de muestreo distribuidos a lo largo del plano perpendicular al eje que va a ser determinante del sentido del estudio.

Para dar una visión general de lo que se obtuvo en el trabajo completo de cada uno de los ejes coordenados, en las figuras 26, 27, y 28 se presentan las matrices sobre las cuales se desarrolló el análisis modal y de frecuencias naturales.

Figura 26. Matriz de respuesta en sentido vertical

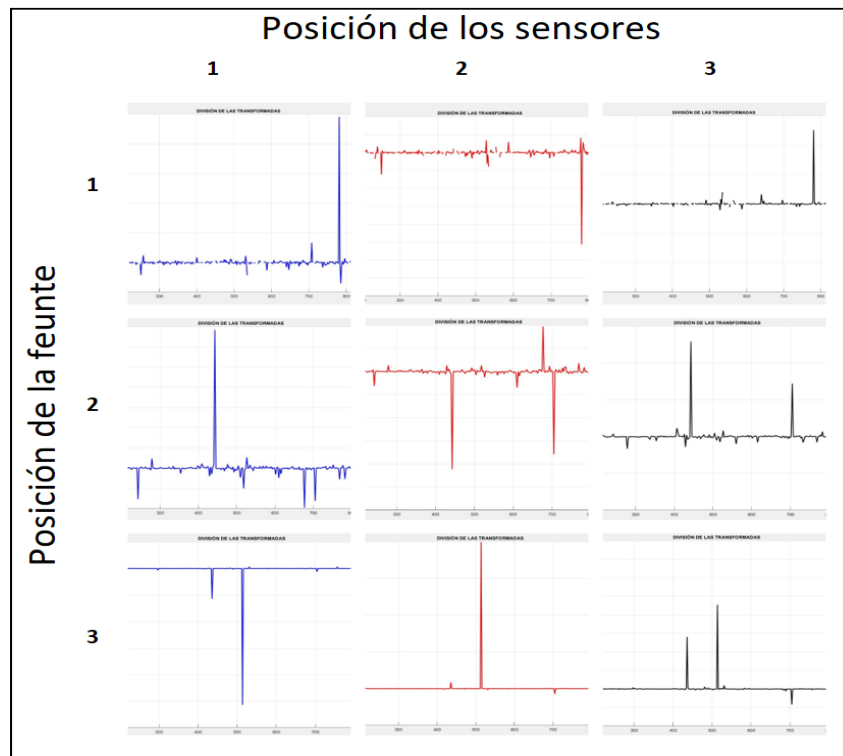


Figura 27. Matriz de respuesta en sentido Horizontal

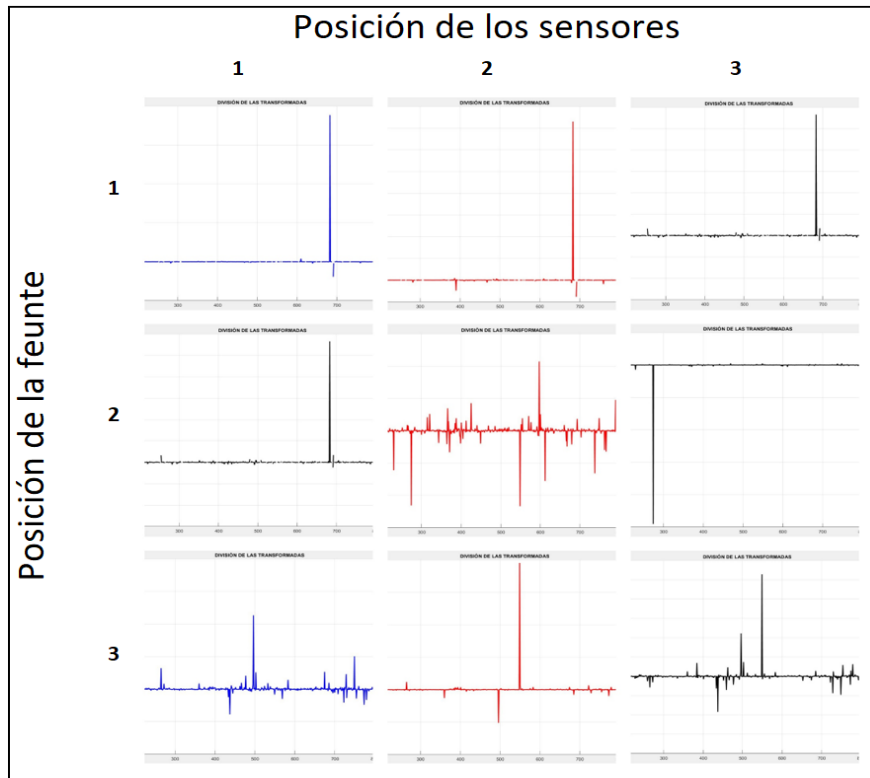
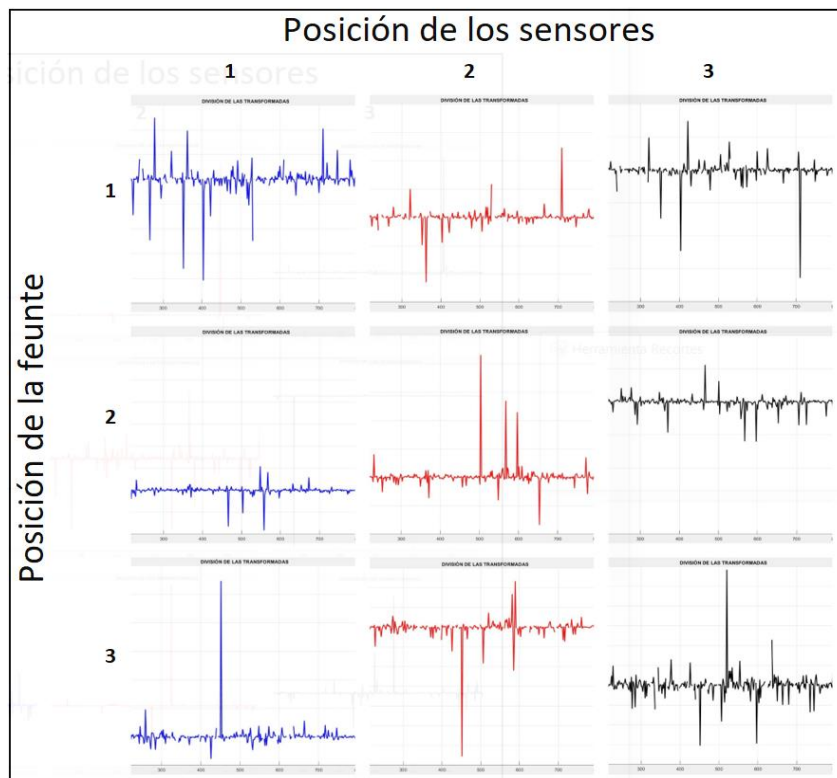


Figura 28. Matriz de respuesta en sentido Transversal



Como se mostró en la sección 3.1.3 “procesamiento de señales”, identificar el comportamiento modal de la estructura, no es tan simple mediante el método experimental bajo las condiciones del experimento desarrollado en este estudio. Por esta razón, este procedimiento se concentra principalmente a determinar los valores de las frecuencias naturales. La tabla 1 muestra el resumen de las frecuencias naturales.

Tabla 1. Frecuencias naturales obtenidas mediante análisis modal experimental

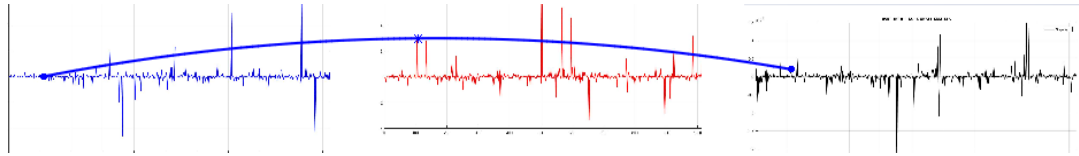
FRECUENCIAS NATURALES [Hz]		
Vertical	Horizontal	Transversal
50	80	110
90	120	130
190	280	450
250	495	460
430	550	560
440	680	
510	920	
710	1005	
780		
830		
850		
880		

En los resultados obtenidos se han encontrado diferentes frecuencias naturales las cuales serán comparadas con los resultados del análisis modal realizado por simulación computacional. Además, se realizará la unión de los puntos con el fin de obtener las formas modales para cada una de las frecuencias observadas y posteriormente realizar una comparación con los resultados que se obtendrán por medio de simulación.

En el análisis modal por simulación se mostrará que a 110 y a 227 Hz ocurren la primera y segunda forma modal respectivamente según el modelo de cuerda tensa, en el análisis modal experimental se busca encontrar estas formas modales, es por esto que se han buscado dentro de la segunda fila de la matriz del ensayo transversal los picos a la frecuencia de 110 Hz para unirlos y así poder establecer a que forma modal corresponde. En la figura 29 se puede observar cómo se forma el primer modo al unir los puntos, sin embargo, esto no es un resultado fiable ya que gracias a la forma en la

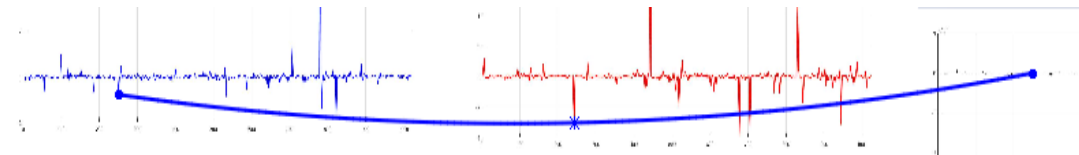
que se distribuyeron los acelerómetros para el ensayo transversal estos no pueden captar el fenómeno de la forma en la que se presenta, esto se explicará mejor en los resultados del análisis modal por simulación en la sección 3.2.2.

Figura 29. forma de modo para 110 Hz



Para la forma modal que ocurre a 227 Hz en el análisis modal por simulación, se compara con la frecuencia de 250 Hz que se encontró en el análisis modal experimental ya que es la más cercana a este valor. Después de unir los puntos como se muestra en la figura 30, se encuentra una curva que corresponde a la primera forma modal lo que no corresponde con el resultado que se espera de la segunda forma modal. A pesar que en el ensayo vertical se podría observar el comportamiento, la distribución de los acelerómetros no fue la más adecuada ya que no están ubicados en la dirección en la que se crean las curvas de las formas modales que se esperan según la simulación.

Figura 30. forma de modo para 250 Hz



Es importante tener en cuenta que los resultados obtenidos con el análisis experimental pueden no ser absolutos, ya que la estructura puede tener variaciones en cuanto a su ensamble y modificaciones en la sujeción del motor con esta misma, lo que puede variar su constante de rigidez y amortiguación, cambiando finalmente sus frecuencias naturales. “Por lo general se supone que la estructura no cambia con el tiempo o como resultado de la excitación en sí, pero hay una serie de efectos prácticos como el aflojamiento de los tornillos, movimiento, cambio de temperatura y humedad, etc. que pueden alterar las características de una estructura”, [10].

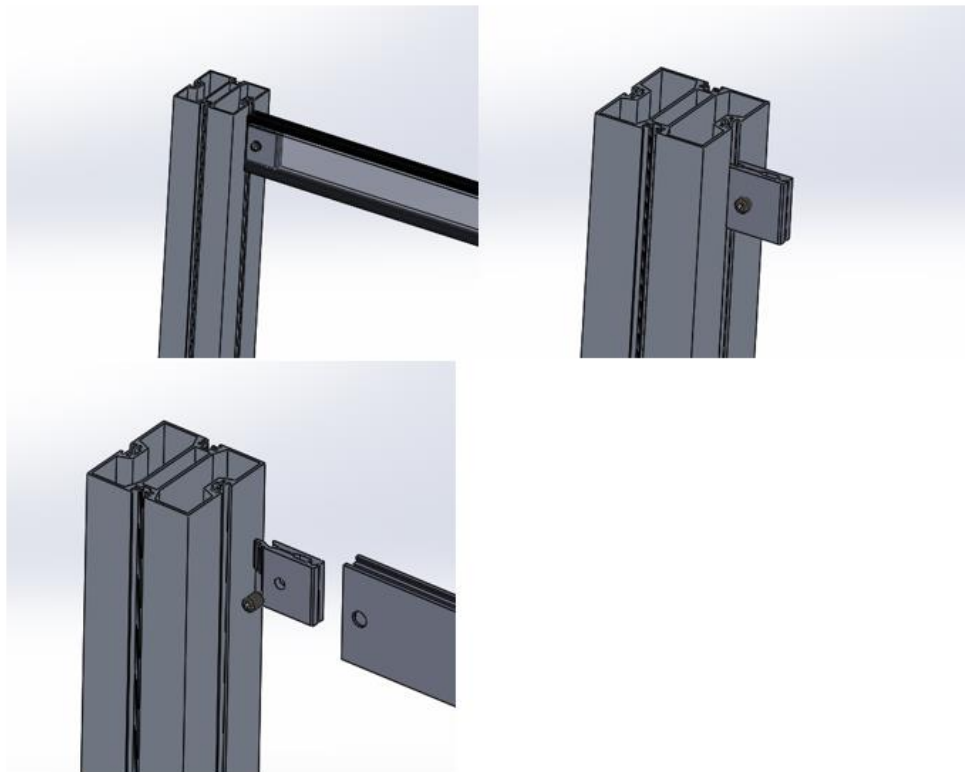
3.2. ANÁLISIS MODAL POR MEDIO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

3.2.1. MODELO CAD DE LA ESTRUCTURA

Se comienza con el levantamiento de planos de la estructura para posteriormente hacer un modelo mediante un software CAD (en este caso será SolidWorks) el cual permitirá representar la estructura real por medio de piezas que serán posteriormente ensambladas hasta completar la estructura final. Dado que la estructura real consta de múltiples piezas para su ensamble, las cuales tienen relaciones de posición complejas, se hace necesario simplificar el modelo para evitar problemas a la hora de hacer la simulación.

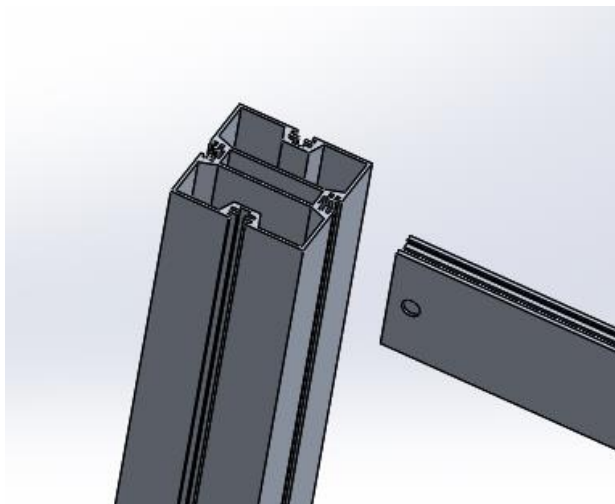
El modelo real está ensamblado por medio de pisadores que entran en las cavidades con la misma geometría y que son apretados por medio de un tornillo que hace que las piezas se fijen en su lugar, esto hace que el cuerpo esté formado por un número de piezas y de relaciones de posición muy alto que hacen que sean muy complejas de simular. En la figura 28 se muestra un esquema del ensamblaje que tiene realmente la estructura, respecto al que se utilizó para simplificar el modelo.

Figura 31. Representación del ensamblaje real



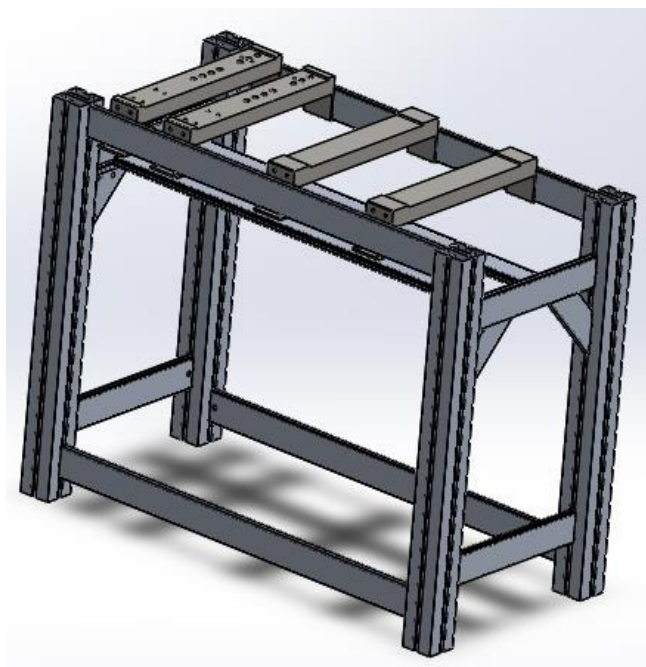
Se toma entonces la decisión de simplificar la estructura utilizando relaciones de posición coincidentes entre las diferentes piezas sin utilizar los pisadores con el fin que no haya problemas en la importación de la geometría y realizar el mallado en el software de simulación. En la figura 32 se muestra la esquematización de la simplificación de las uniones.

Figura 32. Simplificación de los acoples



El resultado final después de ensamblar cada uno de los componentes se muestra en la figura 33, este será el modelo que representará el cuerpo real para realizar análisis modal, análisis armónico y de vibraciones aleatorias los cuales se mencionan en el apartado 3.2.2, 4.1 y 4.2.

Figura 33. Estructura simplificada

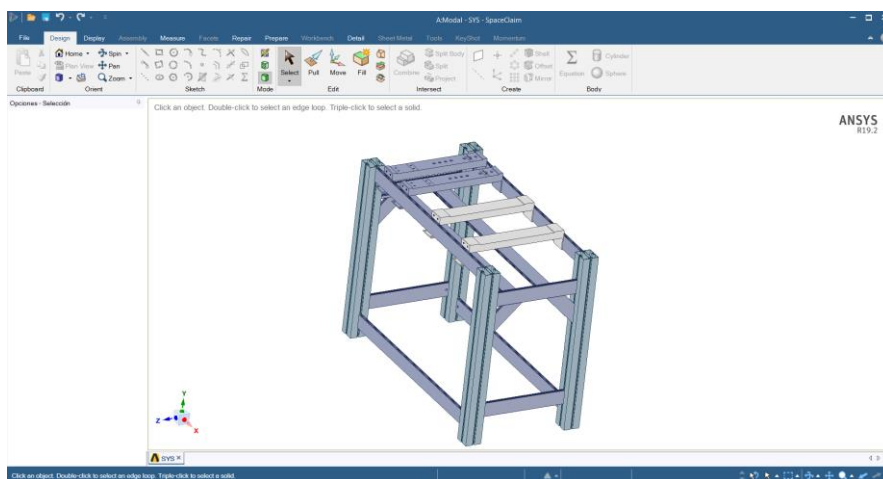


3.2.2. SIMULACIÓN

La simulación se hace mediante el software ANSYS, el cual es un programa que utiliza el método de elementos finitos, este tiene un módulo especial para realizar análisis modal. Inicialmente se agrega la información necesaria en el Engineering data, como propiedades físicas y mecánicas de los materiales que componen la estructura a ser analizada, esta información permitirá tener algunas constantes que pertenecen a cada material en específico y que son necesarias para los diferentes análisis.

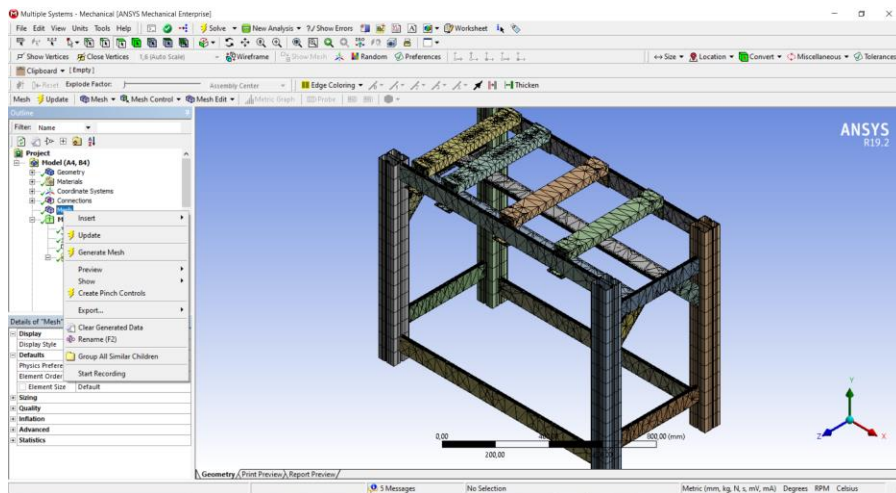
Se importa la geometría de SolidWorks. Como recomendación, para evitar problemas a la hora de ingresar la geometría se puede abrir el modelo en SpaceClaim y guardarlo como archivo con extensión “.scdoc File”, este es el programa que tiene la plataforma de ANSYS para el modelado en 3D, como lo podemos observar en la figura 34.

Figura 34. Estructura en el SpaceClaim de ANSYS



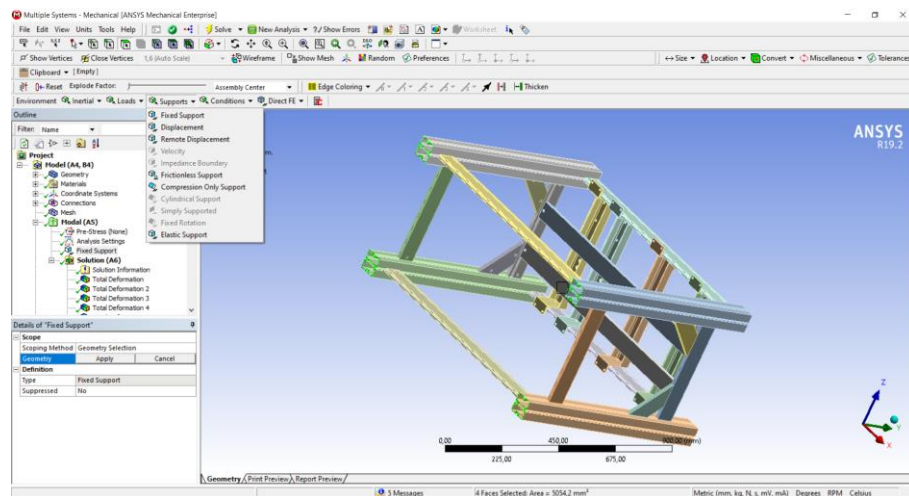
Después de importar la geometría se realiza el mallado de la estructura, que es el que permite dividir los cuerpos en nodos y elementos, los cuales serán gobernados y entrelazados por medio de ecuaciones como se observa en la figura 35.

Figura 35. Mallado de la estructura



Una vez se ha mallado la estructura, se procede a agregar el tipo de soporte por medio del cual la estructura está sujeta al suelo, esto permitirá al programa usar estas restricciones dentro de las ecuaciones como se muestra en la figura 36.

Figura 36. Adición de los soportes



Finalmente, en el Analysis Settings se escoge el número de formas modales que se desean buscar, además del intervalo de frecuencias entre los cuales se quieren encontrar dichas formas. Con el propósito de estar seguros que las frecuencias naturales se iban a tener dentro de los valores obtenidos, el análisis se realizó exagerando tanto los límites de frecuencias como los intervalos de estudio, teniendo así 200 valores de respuesta de formas modales hasta los 2000 Hz aproximadamente.

Ya que realizar un análisis de formas modales hasta 2 kHz no sería de mucha utilidad, se escogen los datos de frecuencias naturales que coinciden con los valores obtenidos por el análisis modal experimental y así posteriormente realizar una comparación. En la tabla 2 se resumen los resultados obtenidos en un intervalo de 0 a 1 kHz:

Tabla 2. Frecuencias naturales obtenidas mediante análisis modal por simulación

FRECUENCIAS NATURALES [Hz]
48,3
49,8
77,3
88,3
110
155
227
289
364,4
369,2
431,1
436,8
455,4
461,5
485
512,3
546
558,8
591,9
656
678,3
704,8
724,4
780,7
824,9
848,8
872,9
922,18
1003

Para identificar cuáles son los valores relevantes dentro de todas las formas de respuestas entregadas por la simulación, es necesario ver el comportamiento de la estructura sometido a diferentes frecuencias lo cual se puede ver en el análisis armónico. Además, se revisa que las formas de modo coinciden con las primeras formas modales de un modelo de cuerda tensa, y finalmente que el valor de frecuencia al cual aparece el modo sea un valor al que realmente la estructura pueda estar sometida dentro de unos límites de operación normales.

En la figura 37 se observa una primera forma modal a lo largo del eje X con la convención utilizada desde el principio del trabajo y en la figura 38 se observa una primera forma modal a lo largo del eje Z.

Figura 37. Forma Modal a 48 Hz

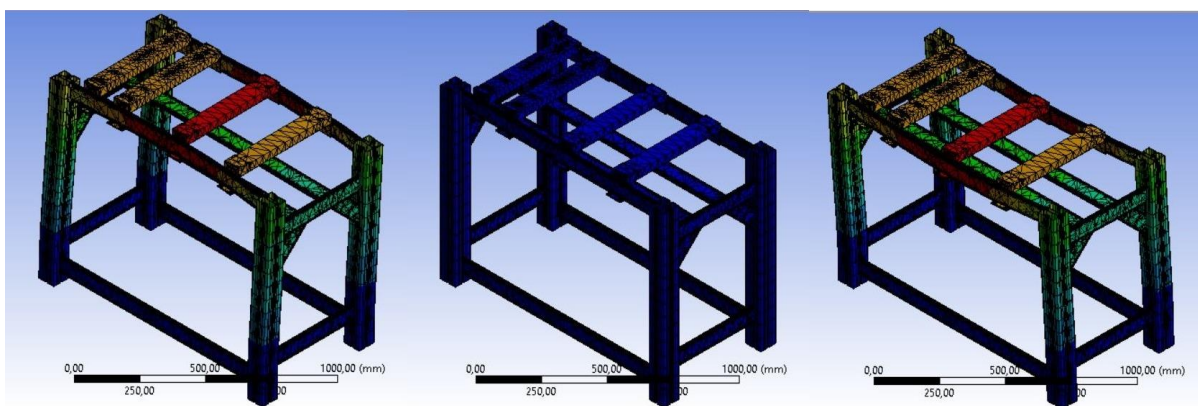
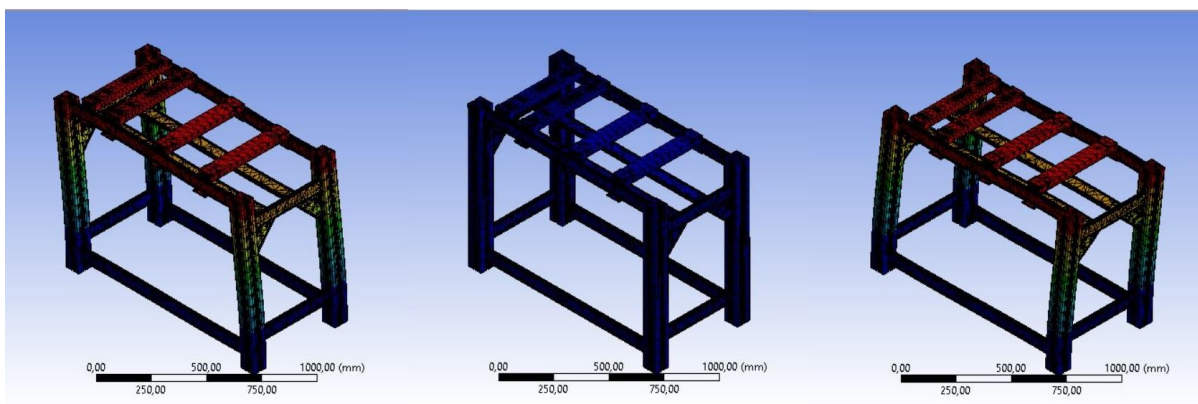
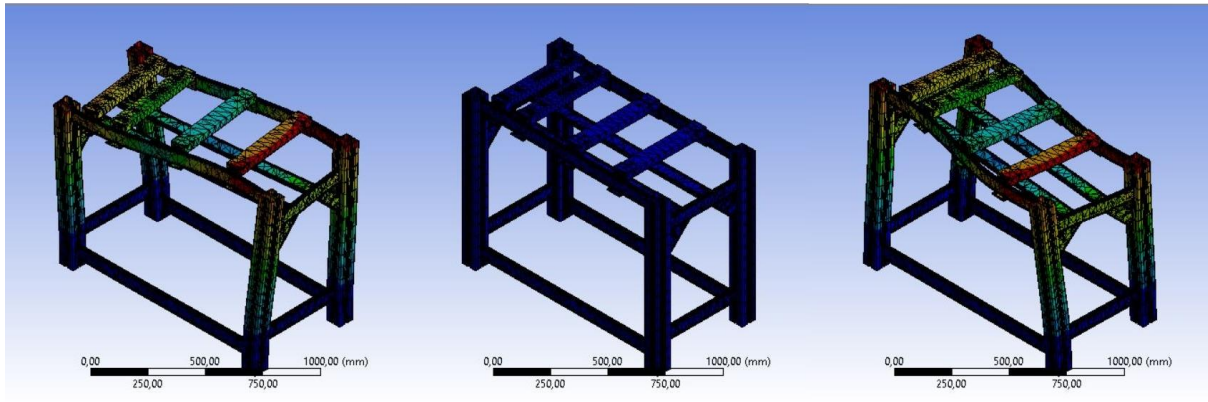


Figura 38. Forma Modal a 49 Hz



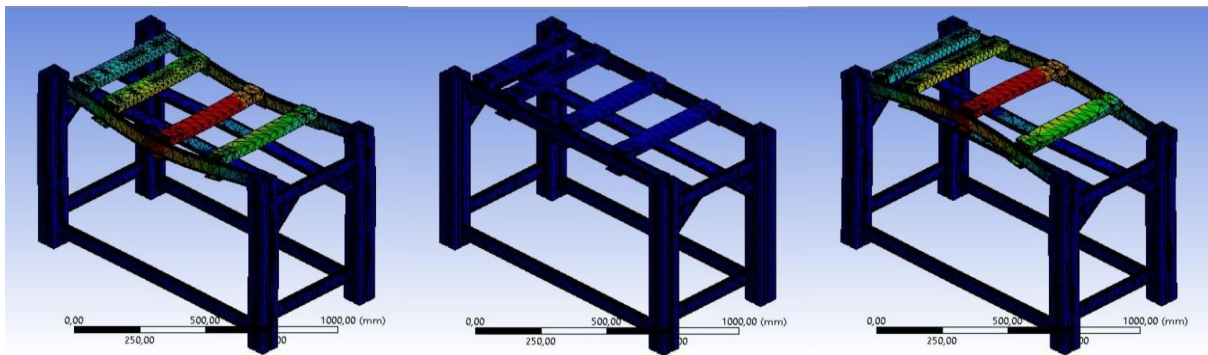
En la figura 39 se observa la primera forma modal torsional en la cual, la parte superior de la estructura intenta rotar respecto a la base.

Figura 39. Forma Modal a 78 Hz



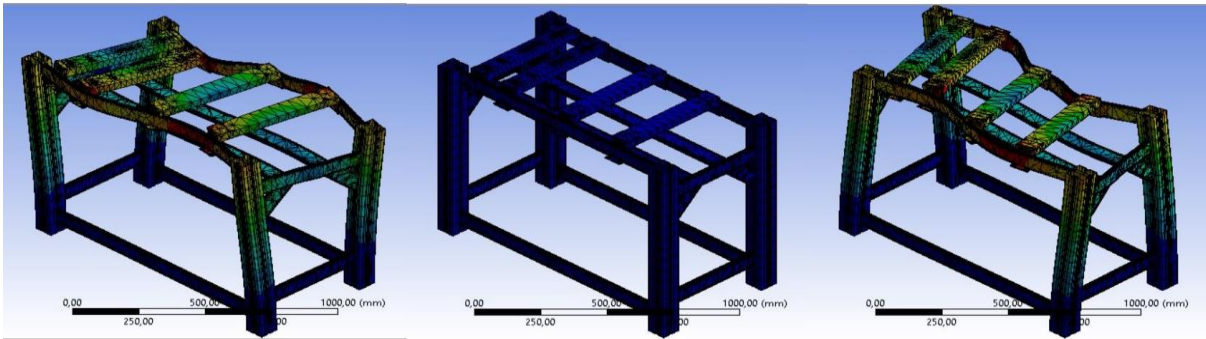
En la figura 40 se observa la curva que se forma en las barras laterales a lo largo del eje X según la convención utilizada, esta curva se asemeja a la curva del primer modo de una cuerda tensa, lo que permite ver que la ubicación de los sensores más adecuada en la prueba del análisis modal experimental hubiese sido una en la que los sensores se distribuyan a lo largo de una de las barras laterales, para de este modo haber leído esta forma.

Figura 40. Forma Modal a 110 Hz



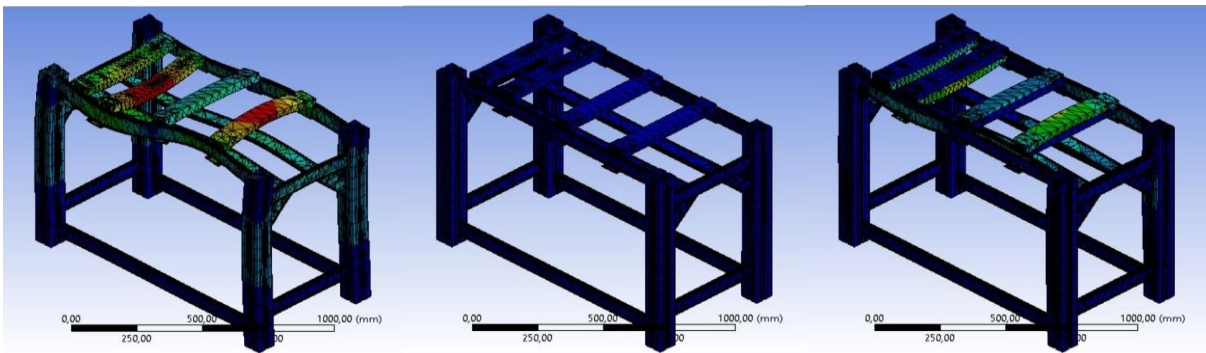
En la figura 41 se puede observar la combinación entre una forma modal torsional y la segunda forma en términos de un modelo de cuerda tensa, este es uno de los casos en donde no se hace simple encontrar la forma modal de manera experimental, ya que habría que utilizar varios acelerómetros en diferentes posiciones de la estructura.

Figura 41. Forma Modal a 155 Hz



En la figura 42 se observa de forma clara que en las barras laterales de la estructura se da la segunda forma modal de acuerdo con el modelo de cuerda tensa, de la misma manera que con la forma modal que se presentó a 110 Hz. Para lograr la construcción de esta forma por medio del proceso experimental es necesario ubicar los sensores a lo largo de una de las barras laterales de manera que se pueda medir el fenómeno.

Figura 42. Forma Modal a 227 Hz



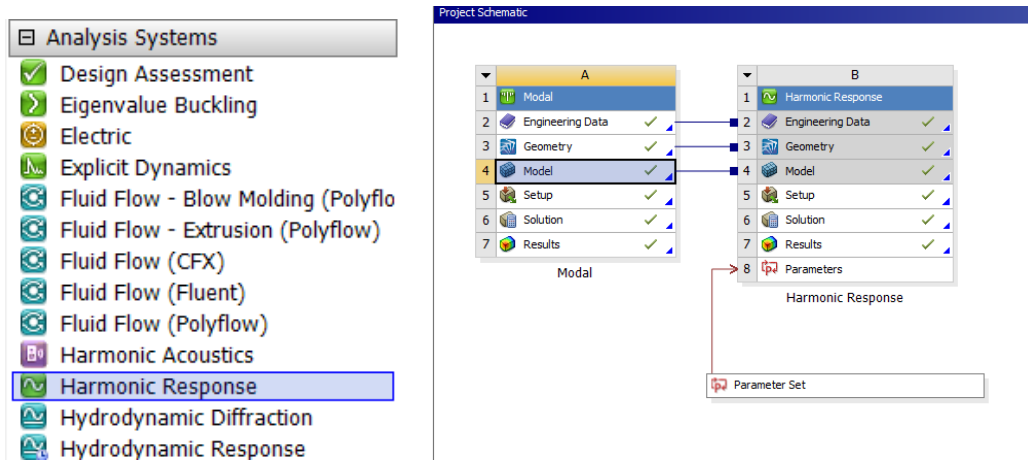
CAPITULO 4

4. RESPUESTA EN FRECUENCIA

4.1. ANÁLISIS DE FRECUENCIAS POR MEDIO DE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

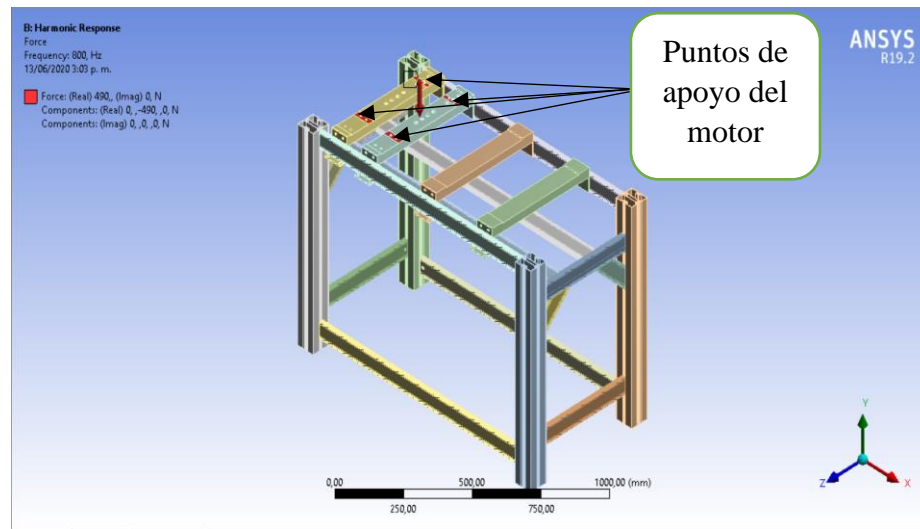
El análisis de frecuencias mediante ANSYS deriva de los parámetros y resultados establecidos en el análisis modal que se realizó en la sección 3.2.2, la figura 43 muestra el enlace que se realiza entre los dos análisis. Por lo tanto, la geometría y los materiales no deben incluirse nuevamente.

Figura 43. Entorno de trabajo Respuesta Armónica



Los parámetros que deben ser adicionados son las fuerzas a las cuales va a estar sometida la estructura y las condiciones externas de operación que no hayan sido necesarias tener en cuenta en el anterior análisis. Para este caso, se vinculó una fuerza de 490 N (50 kgf), la cual reemplaza el peso del motor. Distribuida en los lugares donde se apoya el motor en la realidad como se muestra en la figura 44.

Figura 44. Distribución del peso del motor



Dentro de *Analysis Settings* se agregan los rangos de frecuencias que se desean analizar (Por dificultad computacional, el proceso se realizó en cinco intervalos hasta alcanzar los 1000 Hz), la constante de amortiguamiento intrínseca del sistema y el agrupamiento de datos. En la tabla 3 se muestran los coeficientes de amortiguamiento para algunos materiales, tomada de [3], de esta será tomada la constante que se utilizará en la simulación.

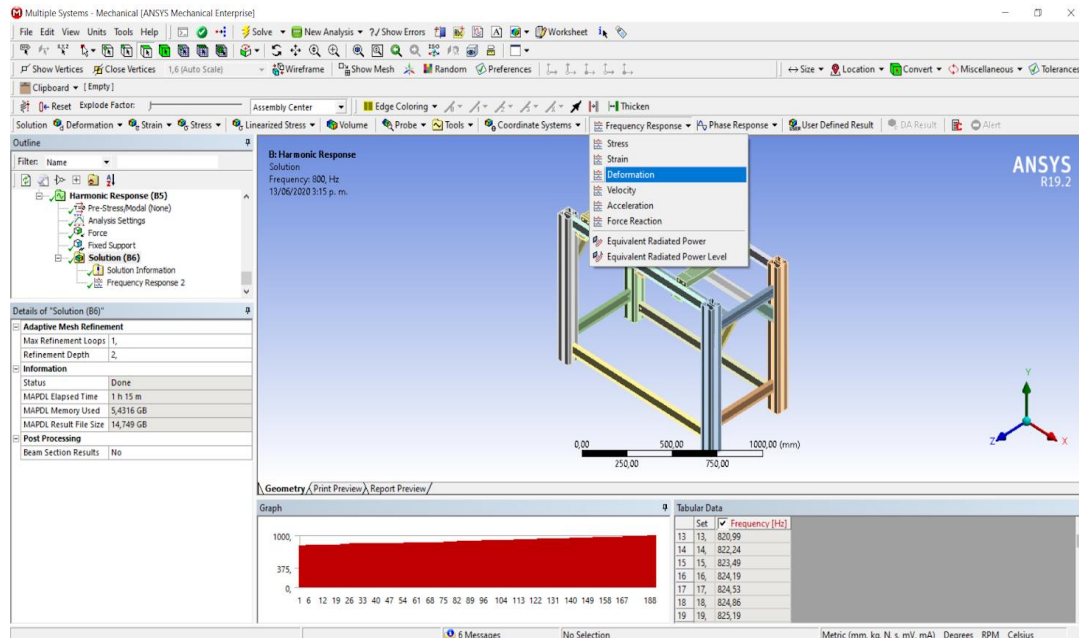
Tabla 3. Constante de amortiguamiento de diversos materiales

Material	h
Aluminium	0.0002–0.001
Steel	0.01–0.06
Cast iron	0.03–0.06
Concrete	0.15
Masonry structures	0.3–0.6
Rubber	0.1–0.5
Cork	0.1–0.2

Una consideración importante en el análisis, es la configuración de agrupamiento de resultados, o en inglés *Cluster results*, que le permite a ANSYS enfocarse en evaluar primordialmente los valores que estén cercanos a los picos máximos, con esto se tiene un análisis más preciso, debido a que se enfoca en amplitudes altas y descarta un poco las zonas valle donde el comportamiento de la estructura es normal.

Por último, en la pestaña de solución, dentro de *Frequency Response*, que se muestra en la figura 45, se agrega *Deformation* o el tipo de respuesta que se requiera.

Figura 45. Selección del tipo de respuesta en frecuencia deseado

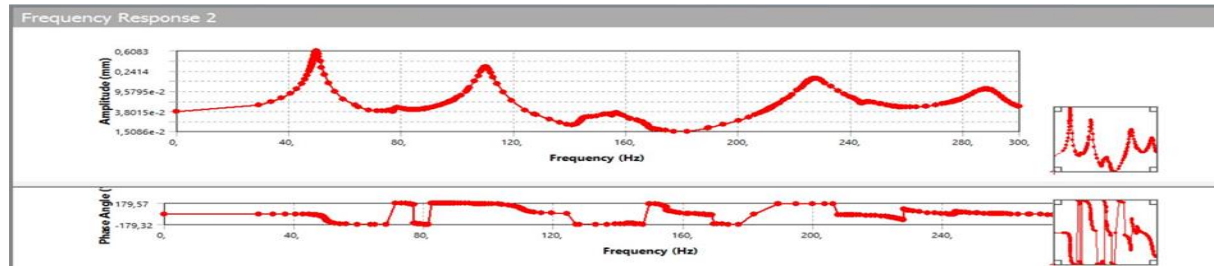


Una vez resuelto el sistema, se observan las gráficas de respuesta seleccionadas según los rangos anteriormente mencionados. En ellas se puede observar el comportamiento de las amplitudes de la vibración respecto a los valores de frecuencia de operación. Este resultado por sí mismo ya son de gran utilidad para tener cuidado con no operar el motor a estos valores de velocidad. Adicionalmente vincular el análisis modal por simulación con el análisis de frecuencia representa una gran ayuda mutua, ya que en el análisis de frecuencias se puede revisar los resultados de los picos de amplitud y con estos valores corroborar los resultados del análisis modal más significativos. Por otro lado, como el análisis de frecuencias es una gráfica, el análisis modal permite eliminar la incertidumbre del rango de valores que puede abarcar la vista humana al revisar la gráfica.

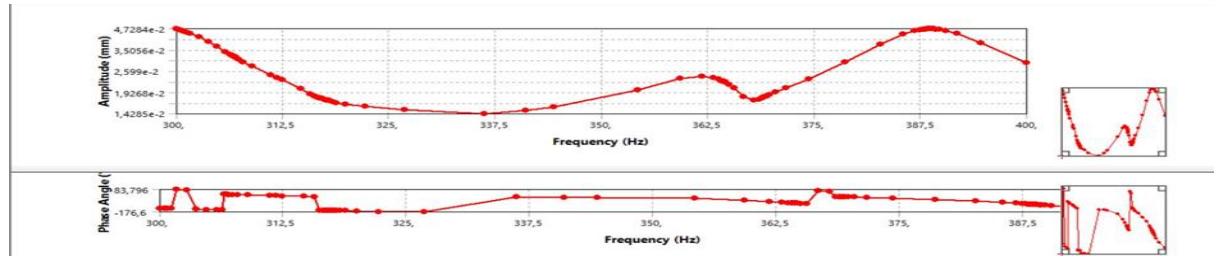
En la figura 46 se muestran los resultados obtenidos del análisis de frecuencias, estos están divididos en rangos, evaluados en Hz, de 0-300; 300-400; 400-600; 600-800 y 800-1000.

Figura 46. Resultados de respuesta en frecuencia en diferentes rangos

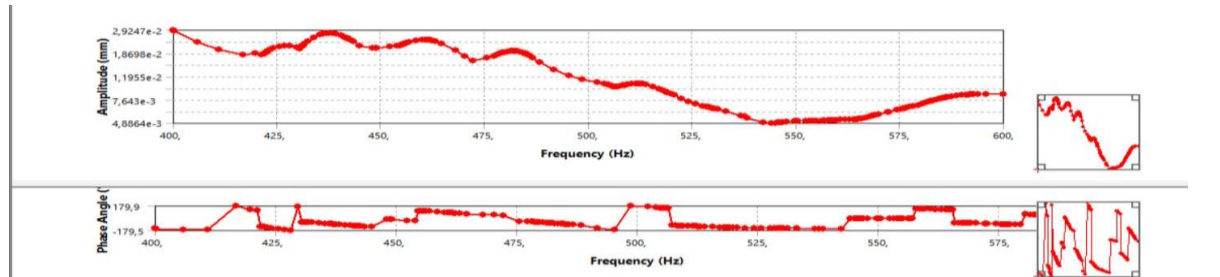
a) Rango [0-300] Hz



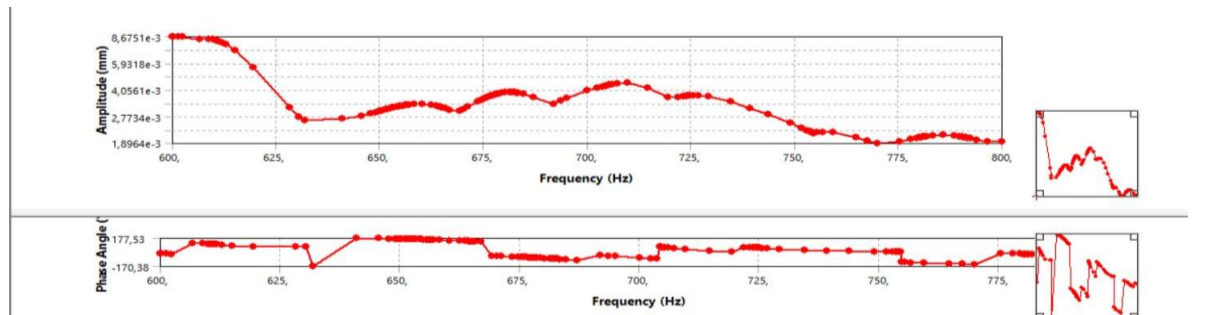
b) Rango [300-400] Hz



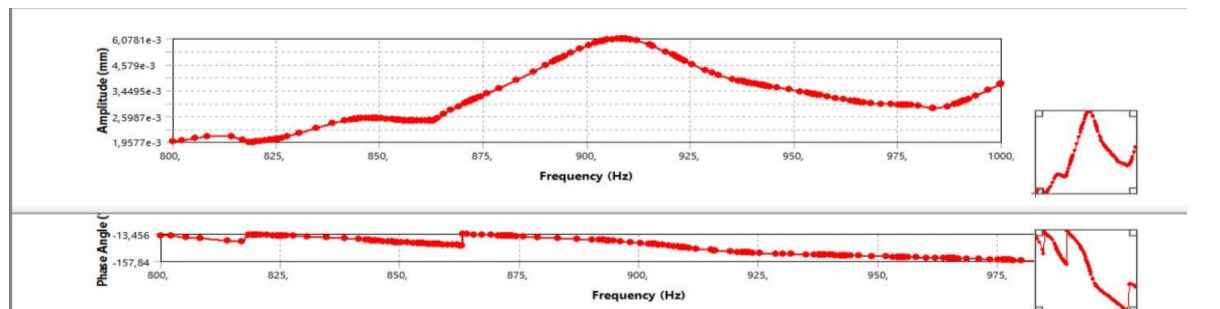
c) Rango [400-600] Hz



d) Rango [600-800] Hz



e) Rango [800-1000] Hz



Se puede observar que después de los 300 Hz, los valores de amplitud disminuyen drásticamente. Lo que prosigue es comparar los armónicos encontrados en el análisis de frecuencias, con las respuestas del análisis modal. Debido a que la zona de los armónicos de mayor amplitud está hasta los 300 Hz y que este valor equivale a una velocidad de rotación de 18000 rpm, una velocidad que en la práctica es muy poco frecuente, el análisis se va a dejar relegado hasta este valor máximo de frecuencia. Los valores de las respuestas encontradas se resumen en la tabla 4.

Tabla 4. Resultados del análisis de respuesta frecuencias

Frecuencia [Hz]	Amplitud [mm]	% Amplitud máxima
50	0,6083	100
78	0,04	6,6
110	0,25	41,1
155	0,038	6,2
230	0,15	24,7
290	0,1	16,4
362,5	0,026	4,3
387,5	0,047	7,7
437	0,029	4,8
462	0,024	3,9
485	0,019	3,1
512	0,01	1,6
600	0,008	1,3
660	0,0033	0,5
680	0,004	0,7
710	0,005	0,8
725	0,004	0,7
787	0,0023	0,4
845	0,0026	0,4
910	0,006	1,0

En la tabla 5 se encuentran los valores de frecuencias naturales de las pruebas de análisis modal experimental (AME), análisis modal por simulación (AMS) y análisis

de frecuencia por simulación (AFS); además, se hace una relación del error relativo entre las diferentes pruebas, este con el fin de encontrar las similitudes entre dichas pruebas.

Tabla 5. Comparativo entre AME, AMS y AFS

resultados AME [Hz]	resultados AMS [Hz]	resultados AFS [Hz]	error relativo AME vs AMS [%]	error relativo AME vs AFS [%]	error relativo AMS vs AFS [%]
50	48,3	50	3,40	0,00	3,40
50	49,8	50	0,40	0,00	0,40
80	77,3	78	3,38	2,50	0,88
90	88,3	—	1,89	—	—
110	110	110	0,00	0,00	0,00
120	—	—	—	—	—
130	155	155	19,23	19,23	0,00
190	—	—	—	—	—
250	227	230	9,20	8,00	1,20
280	289	290	3,21	3,57	0,36
—	364,4	362,5	—	—	—
—	369,2	387,5	—	—	—
430	431,1	—	0,26	—	—
440	436,8	437	0,73	0,68	0,05
450	455,4	—	1,20	—	—
460	461,5	462	0,33	0,43	0,11
495	485	485	2,02	2,02	0,00
510	512,3	512	0,45	0,39	0,06
550	546	—	0,73	—	—
560	558,8	—	0,21	—	—
—	591,9	600	—	—	—
—	656	660	—	—	—
680	678,3	680	0,25	0,00	0,25
710	704,8	710	0,73	0,00	0,73
—	724,4	725	—	—	—
780	780,7	787	0,09	0,90	0,81
830	824,9	—	0,61	—	—
850	848,8	845	0,14	0,59	0,45
880	872,9	—	0,81	—	—
920	922,18	910	0,24	1,09	1,32
1005	1003	—	0,20	—	—

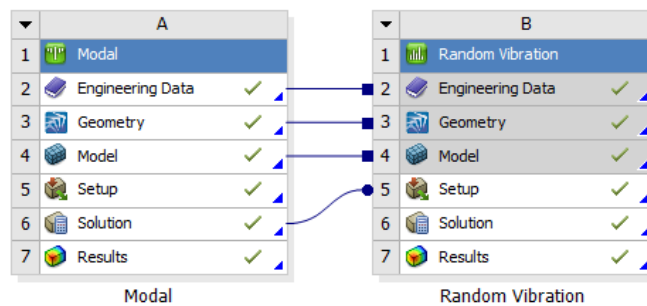
Una muy buena impresión que se puede obtener al relacionar los resultados de las simulaciones con los resultados del análisis experimental es que hay valores de

frecuencias naturales con muy poca diferencia entre las diferentes pruebas. Es claro que por medio del análisis modal experimental no se pudo establecer las formas modales de la estructura, sin embargo, si se pudieron obtener las frecuencias naturales de la estructura.

4.2. RESPUESTA A VIBRACIONES ALEATORIAS

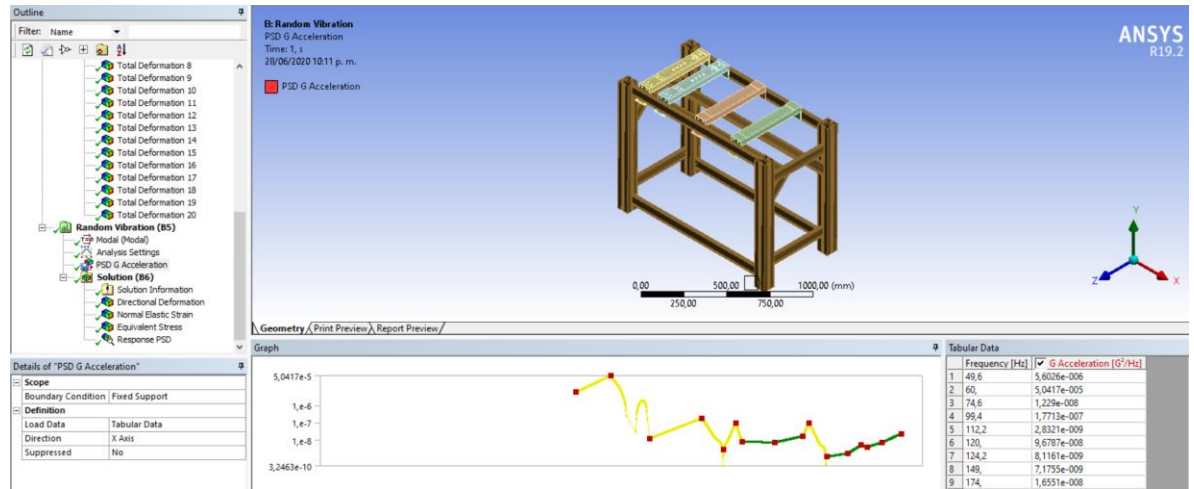
Para el análisis de vibraciones aleatorias, lo primero que se debe hacer es la vinculación de los parámetros con el análisis modal, la solución para las vibraciones aleatorias va a depender de los resultados del análisis modal. En la figura 47 se observa cómo quedan ligados los datos de solución del análisis modal con el *set up* del análisis de vibraciones aleatorias.

Figura 47. Vinculación del análisis modal con el análisis de vibraciones aleatorias



Una vez dentro del *Mechanical*, se incluye el componente PSD sobre el cual se va a trabajar, en este trabajo de grado se utilizará una función para la entrada de la simulación, esta se obtuvo al hacer una medición sobre el banco de pruebas operando a 3000 rpm (50 Hz), para posteriormente poder establecer los parámetros de soportes fijos, escoger la dirección y vincular la tabla con los datos de la vibración aleatoria que se obtuvieron mediante el proceso que se acaba de mencionar, como se ve en la figura 48.

Figura 48. Vinculación de los valores de la vibración aleatoria



Los datos que se incluyen en la tabla no son otros que los factores determinados mediante la ecuación:

$$PSDG = \frac{(A)^2}{f} \quad (19)$$

Siendo A valores de aceleración captados por un acelerómetro cuando el motor opera a 3000 rpm y f la frecuencia para cada uno de los valores de modo. En la figura 49 se observa la función sobre la cual se seleccionaron los valores de entrada de la función aleatoria y la tabla 6 describe la síntesis de estos valores.

Figura 49. Señal de vibración de la estructura a 3000 rpm

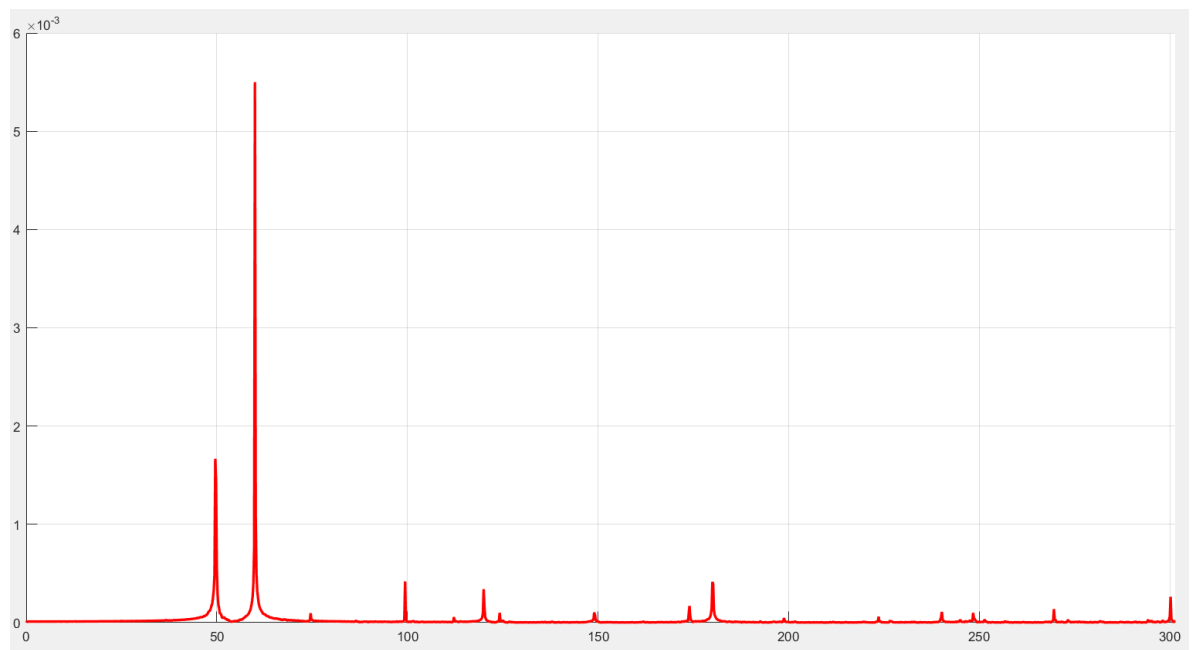


Tabla 6. Resumen de la PSDG de entrada

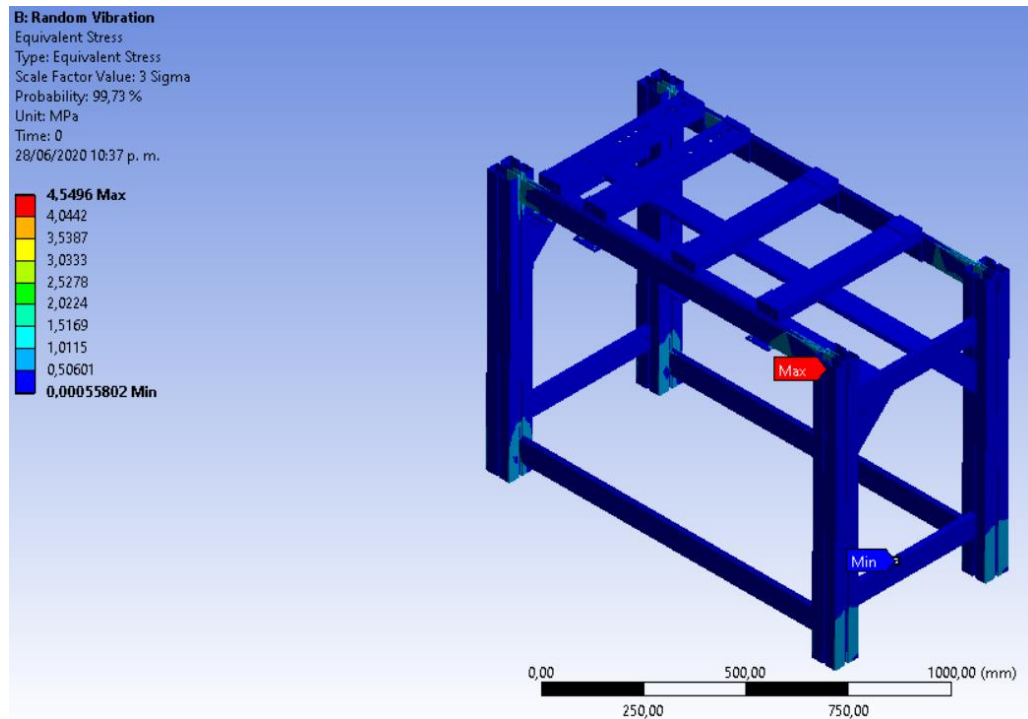
Frecuencia [Hz]	PSDG [G ² /Hz]
49,6	5,6026E-06
60	5,04167E-05
74,6	1,22896E-08
99,4	1,77127E-07
112,2	2,83206E-09
120	9,67872E-08
124,2	8,11607E-09
149	7,17554E-09
174	1,65506E-08
180	9,5128E-08
198,8	1,11117E-09
223,6	1,67999E-09
240,2	5,0009E-09
248,4	3,98801E-09
269,6	7,00251E-09
300,2	2,29709E-08

Una forma de analizar los resultados es agregar soluciones para el esfuerzo normal y el esfuerzo equivalente Von Mises. Los resultados obtenidos reflejan que los esfuerzos a los que se somete la estructura utilizando la función de entrada del análisis modal son bastante bajos, debido a que los resultados del análisis arrojan un esfuerzo máximo de 4,54 MPa y es conocido que los esfuerzos últimos de los materiales que componen la estructura, los cuales son acero estructural y aluminio, son de 460 MPa y 310 MPa respectivamente.

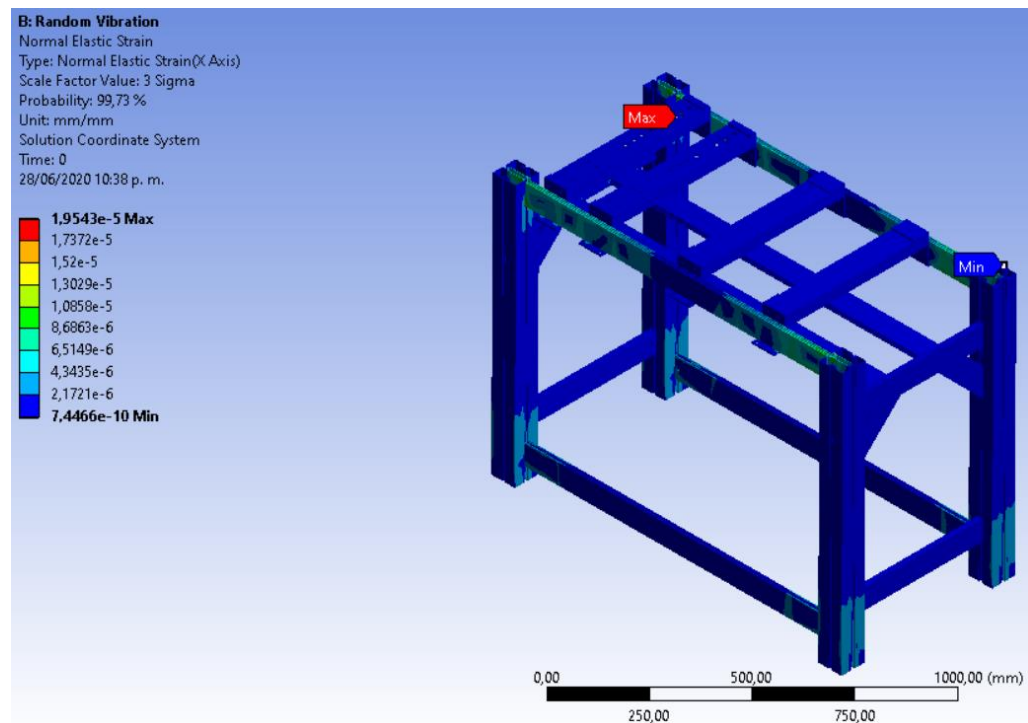
Tener resultados de esfuerzos tan bajos indica que la estructura tiene una gran probabilidad de no fallar por a las vibraciones. Sin embargo, aunque no haya fallas catastróficas, es importante perseverar las condiciones estables del soporte de la estructura, debido a que entre más drásticos sean los movimientos de esta, más distorsión tendrán las mediciones de las pruebas que se realizan al motor. En la figura 50 se muestran los resultados gráficos del análisis de vibraciones aleatorias y su distribución de esfuerzos sobre toda la estructura.

Figura 50. Resultados del análisis de vibraciones aleatorias

a) Esfuerzo equivalente de Von Mises



b) Esfuerzo normal



Por último, para determinar el comportamiento a diferentes frecuencias, en la figura 51 se muestra la gráfica de la función aleatoria de entrada y en la figura 52 se presenta la gráfica de respuesta de la vibración aleatoria. Teniendo en cuenta que, para la entrada se manejan unidades de frecuencia en Hz contra PSDG en G^2/Hz y la respuesta se grafica en valores de frecuencia en Hz contra RPSD en mm^2/Hz .

Figura 51. Función aleatoria de entrada

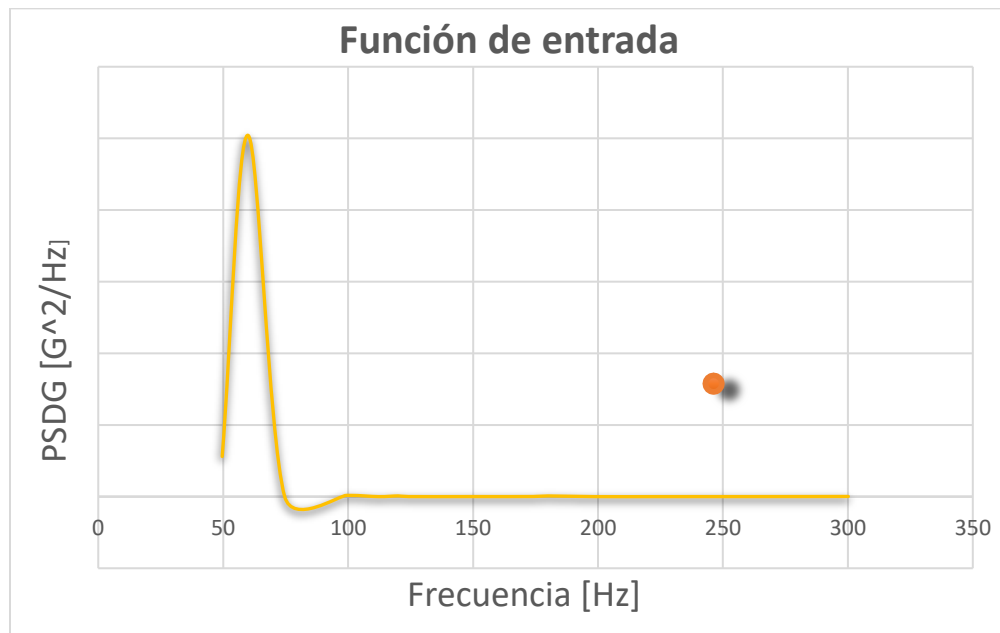
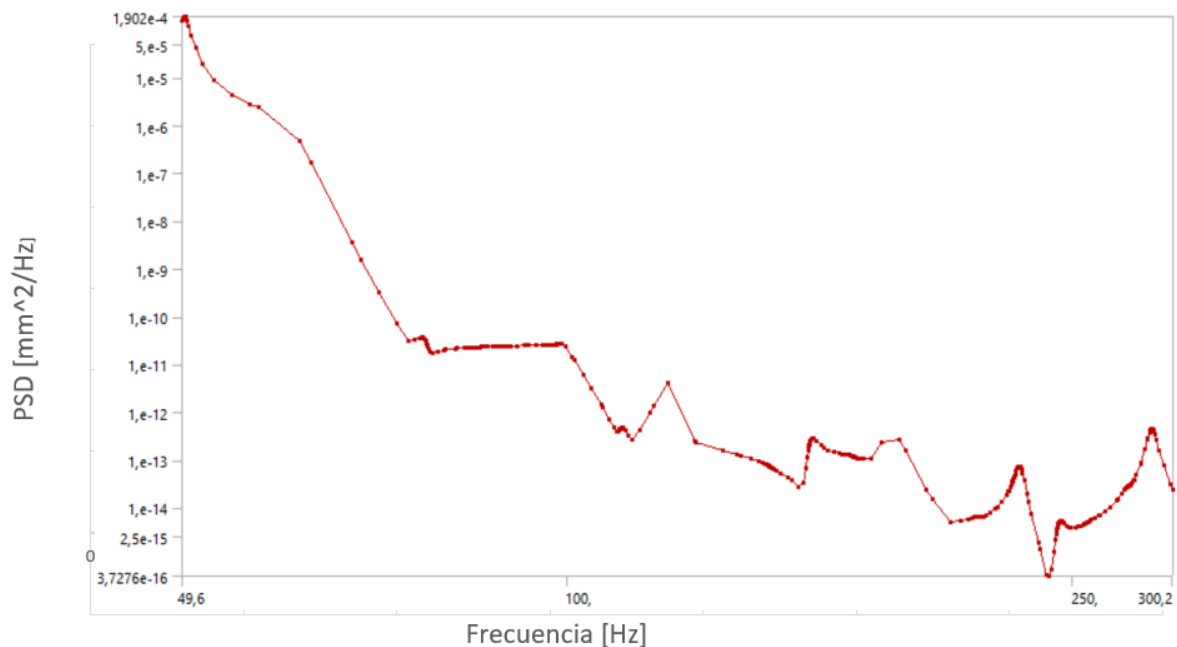


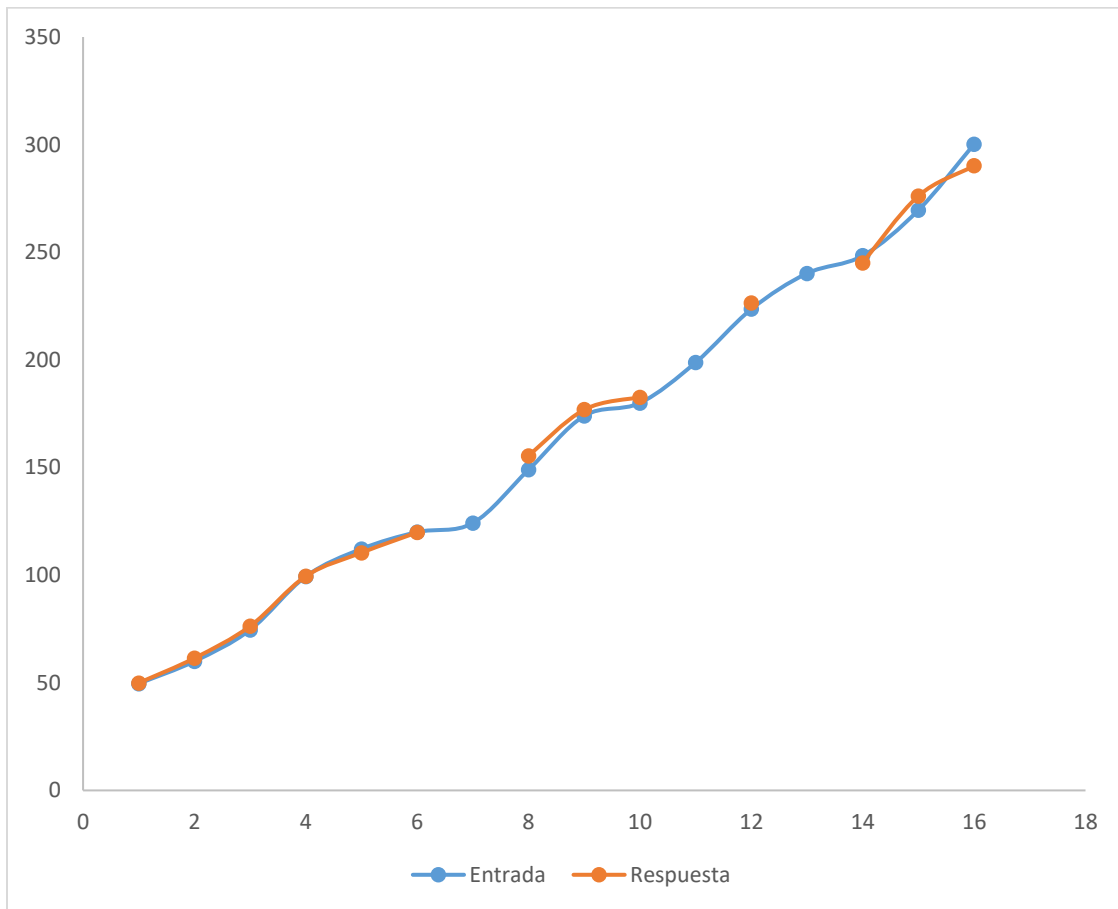
Figura 52. Respuesta a vibraciones aleatorias



Es importante aclarar que la gráfica de respuesta está escalada de forma no lineal, por lo que el dimensionamiento debe hacerse mediante los valores del eje y no por la longitud de unos picos respecto a otros. En la figura 53 se muestran las líneas de comportamiento de los valores de frecuencia de entrada y de salida del análisis de vibraciones aleatorias.

Como se espera según la teoría, la respuesta de una entrada PSD es proporcional a la salida, es importante recordar que la respuesta también refleja la densidad de potencia espectral por lo cual guarda información de las posibilidades que existen de que la función encuentre ciertos valores y no es una respuesta determinística en la cual esperamos que el comportamiento de la estructura sea exactamente el encontrado por medio de las ecuaciones

Figura 53. Comparación entre las frecuencias de entrada y salida del análisis de vibraciones aleatorias



5. CAPITULO 5

5.1. CONCLUSIONES

- A la hora de determinar la función de respuesta en frecuencia para el análisis modal experimental, entre los tres tipos de análisis que se plantearon, el resultado que mejores datos proporciona, es el hecho mediante la configuración de “División de las transformadas”, el cual consiste en realizar la *FFT* a las señales de respuesta y de entrada para posteriormente dividir cada valor de salida con su correspondiente en la fuente.
- En una estructura real y compleja (Con muchas piezas y empalmes) las deformaciones no son netamente en un solo sentido, la forma de ubicar los sensores imposibilita la observación del comportamiento en todos los ejes para un mismo estímulo de entrada, esto puede generar grandes distorsiones a los valores reales de frecuencias naturales y formas modales. Debido al costo de los acelerómetros y los chasis necesarios para la adquisición de datos, es complejo tener una buena idea del comportamiento de respuesta en todos los sentidos, adicional a eso, incluir a la estructura demasiados sensores, puede cambiar las propiedades mecánicas como lo son el peso y la rigidez, por ende, tampoco es aconsejable.
- Una estructura sufre deformaciones que son muy difíciles de apreciar en ensayos que no involucren una medición en todos los puntos sobre su superficie, es por esto que la confiabilidad del comportamiento modal disminuye drásticamente en el análisis experimental, donde solo se tienen tres puntos de medición de la vibración, respecto al análisis computacional, donde se da una noción del comportamiento de la forma de modo sobre toda la estructura.
- Las simplificaciones en un modelo CAD ayudan a disminuir tiempo computacional y problemas a la hora del mallado de un miembro estructural, sin embargo, se debe tener cuidado en mantener la fidelidad con el cuerpo real y no caer en resultados erróneos.
- Es importante tener en cuenta los rangos de operación en los que se va a trabajar el motor del banco de pruebas, debido a que por medio del estudio que se realizó en este trabajo, se encontró que se puede entrar en resonancia con la estructura si se opera a velocidades de rotación de 3000, 6600 o 13800 rpm, esto podría llevar a la aparición de desplazamientos hasta de 0,61 mm.
- El análisis de frecuencias y el análisis modal tienen un gran complemento mutuo, debido a que el análisis modal, permite determinar los valores precisos de frecuencia a los cuales se presenta el fenómeno de resonancia, por otro lado, el análisis de frecuencias, permite determinar cuáles son los valores de frecuencia en que se generan mayores deformaciones y reacciones en la estructura y por ende, saber cuáles son las formas modales importantes que deben ser analizadas.
- En la simulación computacional para determinar los armónicos en el análisis de frecuencias, utilizar la herramienta *Cluster Results*, el cual permite a ANSYS

concentrar su capacidad de procesamiento principalmente en los valores cercanos a los picos de amplitud, entrega resultados más precisos que si se trabajan intervalos específicos de estudio.

- Se logró obtener las formas modales de la estructura por medio de la simulación computacional, sin embargo, no fue posible encontrar relación entre este y el análisis modal experimental gracias a que no se pudo establecer las formas modales en el análisis experimental, esto puede atribuirse a que la ubicación de los sensores no fue la más adecuada para la forma en la que se presentan los modos de vibración a sus frecuencias naturales; también tuvo influencia el hecho de que los resultados finales se encontraron hallando de manera iterativa el porcentaje de filtro, el número de repeticiones y el establecimiento del intervalo donde se tomaba la señal para realizar el procesamiento.
- La respuesta del análisis de vibraciones aleatorias está estrechamente relacionada con los valores de frecuencia incluidos en la función de entrada. Por ende, aunque se trate de ver el comportamiento de una estructura ante una excitación totalmente aleatoria, su forma de reaccionar a ella siempre va a estar relacionada con el comportamiento de dicha excitación. (Como se puede observar en la figura 53)

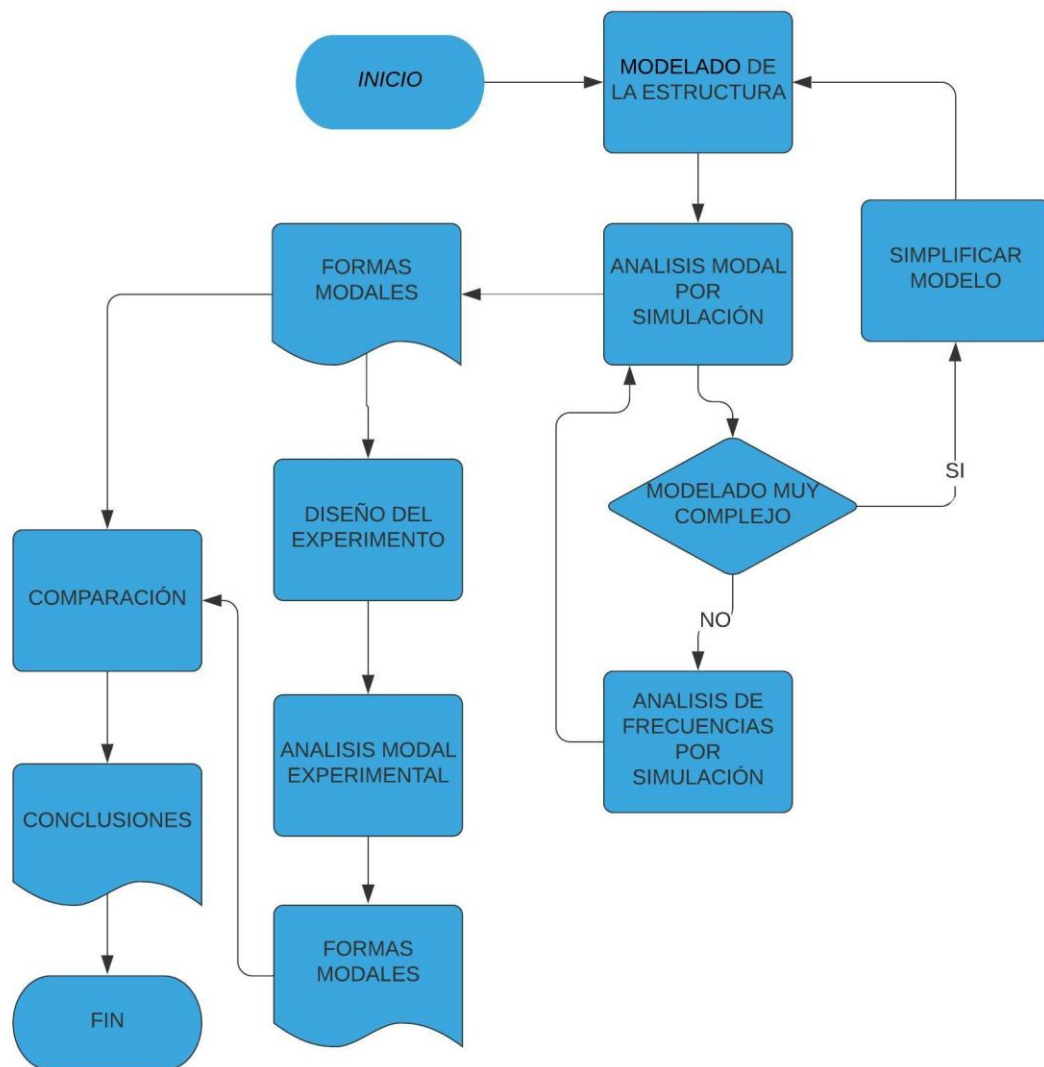
5.2. RECOMENDACIONES

- Gracias a lo aprendido en la realización de este trabajo, es claro que realizar correctamente un diseño del experimento podría conllevar a la obtención de mejores resultados, también se aprecia que, al realizar experimentos preliminares, se logra tener ideas más claras respecto a los parámetros que pueden influir en la obtención de resultados.
- Es importante al momento de distribuir los sensores en la estructura, revisar cual es el sentido en que se desea ver la deformación; en la prueba se dispusieron a lo largo de eje Y los sensores que disponían a captar las señales en el sentido vertical, sin embargo, cuando se desarrolló el análisis, se observó que, si se hubieran colocado a lo largo del eje X, los resultados obtenidos tendrán mayor cercanía a las deformaciones obtenidas mediante elementos finitos.
- Se debe vincular en el análisis de ANSYS una aproximación lo más cercana posible a la realidad, debido a que la mayoría de los mesones y las bases que soportan elementos de estudio, generalmente no están ancladas al piso, así que, si se logra simular una condición de soporte que se comporte como los rodachines o el elemento que de libertad al movimiento a la estructura cuando se desea, más cercana a la realidad será la simulación.

5.3. APORTES

- Los objetivos del trabajo plantean determinar una relación entre las diferentes metodologías de obtención de frecuencias naturales y formas modales, sin embargo, al comenzar con toda la experimentación se observó que la secuencia para todos los experimentos influye en la confiabilidad de los resultados y en la facilidad de obtención e interpretación de estos. La condición más notoria de lo antes mencionado es la capacidad de reconocer la forma más adecuada de ubicación de sensores para la prueba modal experimental basada en los resultados de comportamiento modal por simulación. Debido a esto, como se muestra en la figura 54, se planteó un esquema con la secuencia práctica de los diferentes experimentos que aporta una idea del orden en el cual se deben analizar cada una de las fases del experimento.

Figura 54. Diagrama de flujo del proceso



BIBLIOGRAFIA

- [1] EWINS, D. J. (2000). Modal testing: theory, practice and application. Hertfordshire: Baldock.
- [2] QUINTERO RIAZA, H. F., & LOPEZ LOPEZ, J. F. (2016). Vibraciones mecánicas: un enfoque teórico práctico. Pereira: Editorial Universidad Tecnológica de Pereira.
- [3] PIERSOL, A. G., & PAEZ, T. L. (2010). Harris' shock and vibration handbook. New York: McGraw-Hill Education.
- [4] SUJATHA, C. (2010). Vibration and acoustics: Measurement and signal analysis. New York: McGraw-Hill Education.
- [5] ALLAN G. PIERSOL; THOMAS L. PAEZ. Harris' Shock and Vibration Handbook, Sixth Edition (McGraw-Hill: New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto, 2010, 2002, 1995, 1988, 1976, 1961).
- [6] AVITABILE, P. (2001). Experimental modal analysis - a simple non-mathematical presentation. S V. 35. 20-31.
- [7] THOMSON, W. T. (1981). Theory of vibration with applications. Englewood Cliffs: Prentice Hall.
- [8] KELLEY, S. G. (2012). Mechanical vibrations theory and applications. Stamford : Cengage Learning.
- [9] WALPOLE, R. E., MYERS, R. H., MYERS, S. L., & YE, K. (2012). Probabilidad y estadística para ingeniería y ciencias. México: Pearson Educación.
- [10] SILVA, J. M. (2001). Modal Analysis, Experimental/Measurement techniques. academic press.
- [11] JIMIN, H., & ZHI-FANG, F. (2001). Modal Analisis. Woburn: Butterworth-Heinemann.
- [12] WHITE, G. (2010). Introducción al análisis de vibraciones. Woburn,: Azima DLI.
- [13] GATTI, P. L., & FERRARI, V. (1999). Applied structural and mechanical vibration. London: E & FN Spon.
- [14] BRANDT, A. (2011). Noise and vibration analysis. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd.

ANEXOS

ANEXO 1. CÓDIGO DE PROCESAMIENTO INICIAL

```
%% Limpiar todo
clear
close all
clc
%% Cargar los datos deseados
load prueba1 //Se cargan los datos que se deseen estudiar
%% Escoger periodo y frecuencia de muestreo
T=1/2048;
f=1/T;

%% División de las transformadas
tmin=0.8808; tmax=-0.9066;
indT=find(time<tmin);
ind1=max(indT);

indT=find(time<tmax);
ind2=max(indT);

datosf=data(ind1:ind2,4);
datosf2=datosf-mean(datosf);
N=length(datosf2);
Y=fft(datosf2);
P=imag(Y/N);
Pt=P(1:N/2+1);
Pt(2*end-1)=2*Pt(2*end-1);

color=['b','r','k','y'];
figure
hold on

for jk=1:3
    datos=data(ind1:ind2,jk);
    datos2=datos-mean(datos);
    N=length(datos2);
    Y2=fft(datos2);
    P2=imag(Y2/N);
    P1=P2(1:N/2+1);
    P1(2*end-1)=2*P1(2*end-1);
```

```

E=P1./P;
vf2=f*(0:(N/2))/N
plot(vf2,E,color(jk),'linewidth',2); grid on
xlim([0 max(vf2)])
legend('sensor 1','sensor 2','sensor 3')
title('DIVISI3N DE LAS TRANSFORMADAS')
%pause(1)
end

%% transformada de la respuesta (sin entrada)
color=['b','r','k','y'];
figure
hold on

```

```

for jk=1:3
    datos=data(ind1:ind2,jk);
    datos2=datos-mean(datos);
    N=length(datos2);
    Y2=fft(datos2);
    P2=imag(Y2/N);
    P1=P2(1:N/2+1);
    P1(2*end-1)=2*P1(2*end-1);
    E=P1./P;
    vf2=f*(0:(N/2))/N
    %subplot(3,1,jk)
    plot(vf2,P1,color(jk),'linewidth',2); grid on
    xlim([0 max(vf2)])
    title('TRANSFORMADA DEL DESPLAZAMIENTO')
    legend('sensor 1','sensor 2','sensor 3')
    %pause(1)
end

```

%% Transformada de la divisi3n

```

color=['b','r','k','y'];
figure
hold on

```

```

for jk=1:3
    datos=data(ind1:ind2,jk);
    datosf=data(ind1:ind2,4);
    div=datos/datosf;
    datos2=div-mean(div);
    N=length(datos2);

```

```

Y2=fft(datos2);
P2=imag(Y2/N);
P1=P2(1:N/2+1);
P1(2:end-1)=2*P1(2:end-1);
vf2=f*(0:(N/2))/N
plot(vf2,P1,color(jk),'linewidth',2); grid on
xlim([0 max(vf2)])
title('TRANSFORMADA DE LA DIVISIÓN')
legend('sensor 1','sensor 2','sensor 3')
%pause(1)
end

```

ANEXO 2. CODIGO FINAL

```
%% Limpiar todo
clear
close all
clc
z=1;
%% Cargar los datos deseados

for jk=1:3
    figure
    hold on
for g=1:3

    if g=1
        load Transversal11
    end
    if g=2
        load Transversal12
    end
    if g=3
        load Transversal13
    end
    %figure
    %plot(time,data(:,2))
    %hold on
    %% Identificar el tiempo

    Maximos=max(data(:,1:4));
    Minimos=min(data(:,1:4));
    Posiciones1=find(data==Maximos);
for i=0:3
    Posiciones1(i+1)=Posiciones1(i+1)-i*10240;
end

    Posiciones2=find(data==Minimos);
for i=0:3
    Posiciones2(i+1)=Posiciones2(i+1)-i*10240;
end

for i=1:4
    if Maximos(i)<abs(Mnimos(i))
        Mayores(i)=Mnimos(i);
    else
```

```

    Mayores(i)=Maximos(i);
end
end

Grandes=abs(Mayores);
Filtro=15; % Se coloca el valor de porcentaje de señal maxima que se desea filtrar
for i=1:4
    Porcentajes(i)=Grandes(i)*(Filtro/100.0);
end
z1=find(abs(data(:,1))>=Porcentajes(1));
z2=find(abs(data(:,2))>=Porcentajes(2));
z3=find(abs(data(:,3))>=Porcentajes(3));
z4=find(abs(data(:,4))>=Porcentajes(4));
Z=[z1;z2;z3];
Tmin=min(Z);
Tmax=max(Z);
%% Nuevos valores de cada sensor
Z1=data(Tmin:Tmax,1);
Z2=data(Tmin:Tmax,2);
Z3=data(Tmin:Tmax,3);
Z4=data(Tmin:Tmax,4);
X1=[]; X2=[]; X3=[]; X4=[];
Repeticiones=7; % Se coloca el numero de veces que quiere que se repita la ventana
Periodo=max(time)/(length(time)-1);
for c=1:Repeticiones
    X1=[X1;Z1];
    X2=[X2;Z2];
    X3=[X3;Z3];
    X4=[X4;Z4];
    Ttotal=(1:c*length(Z1))*Periodo;
end
X=[X1,X2,X3,X4];
%% FFT

f=1/Periodo;
datosf2=X4-mean(X4);
N=length(datosf2);
Y=fft(datosf2);
P=imag(Y/N);
Pt=P(1:N/2+1);
Pt(2:end-1)=2*Pt(2:end-1);

color=['b','r','k','y'];
%figure
%hold on

```

```

datos=X(:,jk);
datos2=datos-mean(datos);
N=length(datos2);
Y2=fft(datos2);
P2=imag(Y2/N);
P1=P2(1:N/2+1);
P1(2:end-1)=2*P1(2:end-1);
E=P1./P;
vf2=f*(0:(N/2))/N
%subplot(3,1,g)
plot(vf2,E,color(g),'linewidth',2); grid on
xlim([0 max(vf2)])
legend('Golpe en 1','Golpe en 2','Golpe en 3')
title('DIVSIÓN DE LAS TRANSFORMADAS')
%pause(1)

end
z=z+1;
end
if z==3
    jk=jk+1;
    z=1;
end

```